



TUGAS AKHIR - TM 141585

**ANALISA DAN STUDI EKSPERIMEN
PENGARUH VARIASI MASSA ROLLER,
KONSTANTA PEGAS DAN SUDUT
KEMIRINGAN DRIVE PULLEY
*CONTINUOUSLY VARIABLE
TRANSMISSION (CVT)*
PADA YAMAHA MIO SPORTY 110cc**

**PUNGKY INDRA KUSUMA
NRP. 2113105022**

**Dosen Pembimbing
Prof. Ir. I Nyoman Sutantra, M.Sc., Ph.D.**

**JURUSAN TEKNIK MESIN
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2016**



FINAL PROJECT - TM 141585

***ANALYSIS AND EXPERIMENTAL STUDY
ON EFFECT OF VARIATION OF MASS
ROLLER, CONSTANTS SPRING AND
ANGLE DRIVE PULLEY CONTINUOUSLY
VARIABLE TRANSMISSION (CVT) ON
YAMAHA MIO SPORTY 110cc***

PUNGKY INDRA KUSUMA
NRP. 2113105022

Academic Supervisor
Prof. Ir. I Nyoman Sutantra, M.Sc., Ph.D.

DEPARTMENT OF MECHANICAL ENGINEERING
Faculty of Industrial Technology
Sepuluh Nopember Institute of Technology
Surabaya 2016

**ANALISA DAN STUDI EKSPERIMEN PENGARUH
VARIASI MASSA ROLLER, KONSTANTA PEGAS
DAN SUDUT KEMIRINGAN DRIVE PULLEY
CONTINUOUSLY VARIABLE TRANSMISSION (CVT)
PADA
YAMAHA MIO SPORTY 110cc**

TUGAS AKHIR

**Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik
pada
Bidang Studi Otomotif
Program Studi S-1 Jurusan Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember**

Oleh :

**PUNGKY INDRA KUSUMA
NRP. 2113 105 022**

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir :

1. Prof. Ir. I Nyoman Sutantra, M.Sc, Ph.D. (Pembimbing)
(NIP. 195106051978031002)
2. Moch. Solichin, ST, MT (Penguji I)
(NIP. 2100201405003)
3. Aida Annisa Amin Daman, ST, MT (Penguji II)
(NIP.198907052015042005)



SURABAYA

Juli, 2016

**ANALISA DAN STUDI EKSPERIMEN PENGARUH
VARIASI MASSA ROLLER, KONSTANTA PEGAS DAN
SUDUT KEMIRINGAN DRIVE PULLEY *CONTINUOUSLY*
VARIABLE TRANSMISSION (CVT) PADA
YAMAHA MIO SPORTY 110cc**

Nama Mahasiswa : Pungky Indra Kusuma

NRP : 2113105022

Jurusan : Teknik Mesin FTI-ITS

Dosen Pembimbing : Prof. Ir. I Nyoman Sutantra, M.Sc, Ph.D

ABSTRAK

Pada perkembangan dunia otomotif, khususnya sepeda motor terus mengalami perkembangan guna mendapatkan kestabilan dan kenyamanan dalam pengendalian. Produsen otomotif khususnya roda dua (sepeda motor) telah memproduksi kendaraan yang memakai sistem transmisi otomatis yang disebut dengan CVT (Continuously Variable Transmission) sistem. Sistem transmisi ini tidak menggunakan roda gigi namun memanfaatkan sistem pulley dan belt. Adanya variasi massa roller, konstanta pegas dan sudut kemiringan drive pulley yang dijual di pasaran mengindikasikan bahwa pemilihan dari ketiga jenis variasi tersebut yang sesuai dapat memperbaiki performa dari kendaraan standar, hal tersebut yang mendasari terlaksananya tugas akhir ini.

Pada tugas akhir ini data yang ingin diperoleh adalah torsi yang dihasilkan, rasio transmisi kendaraan, percepatan kendaraan dan gaya dorong kendaraan. Untuk mendapatkan nilai torsi, perlu dilakukan dynotest langsung pada roda belakang dengan variasi roller 9 gram dan 11 gram, konstanta pegas 7,5 N/mm dan 8,2 N/mm kemudian sudut kemiringan drive pulley $13,5^{\circ}$ dan 13° . Pada tiap

kombinasi massa roller, konstanta pegas dan sudut kemiringan drive pulley akan menghasilkan rasio transmisi yang berbeda. Percepatan dari kombinasi massa roller, konstanta pegas dan sudut kemiringan drive pulley didapatkan dari output dynotest berupa waktu tiap perubahan kecepatan. Dari waktu dan perubahan kecepatan ini bisa didapatkan nilai percepatan.

Dari hasil yang didapat pada analisa eksperimen kombinasi pada variasi C dengan massa roller 9 gram, sudut pulley 13° dan konstanta pegas 7,5 N/mm memiliki nilai gaya dorong paling tinggi pada kecepatan awal hingga kecepatan 50 km/jam dibandingkan variasi yang lain yaitu 1037,3 N pada kecepatan 15,906 km/jam dan juga memiliki nilai percepatan paling tinggi pada kecepatan awal hingga kecepatan 50 km/jam dibandingkan dengan kombinasi lain yaitu $10,712 \text{ m/s}^2$ pada kecepatan 15,906 km/jam. Namun, kombinasi pada variasi D mampu melalui sudut tanjakan maksimal terbesar dengan massa roller 11 gr, sudut pulley 13° dan konstanta pegas 7,5 N/mm yaitu sudut tanjakan maksimal sebesar $39,58^\circ$. Sedangkan kombinasi nilai sudut tanjakan maksimal terendah yang mampu dicapai yaitu pada variasi E dengan massa roller 9 gr, sudut pulley $13,5^\circ$ dan konstanta pegas 8,2 N/mm yaitu sudut tanjakan maksimal sebesar $39,49^\circ$.

Kata kunci: *Transmisi Otomatis, Massa Roller, Pegas, Sudut Kemiringan, Drive Pulley, Ratio Transmisi, Continuously Variable Transmission*

**ANALYSIS AND EXPERIMENTAL STUDY ON
EFFECT OF VARIATION OF MASS ROLLER,
CONSTANTS SPRING AND ANGLE DRIVE PULLEY
CONTINUOUSLY VARIABLE TRANSMISSION (CVT)
ON
YAMAHA MIO SPORTY 110cc**

Student Name : Pungky Indra Kusuma
NRP : 2113 105 022
Department : Teknik Mesin FTI-ITS
Lecturer : Prof. Ir. I Nyoman Sutantra, M.Sc,
Ph.D

ABSTRACT

In the development of the automotive world, especially the motorcycle had been developed in order to obtain stability and comfort in control. Automakers especially two-wheeler (motorcycle) has been producing vehicles that use automatic transmission system called CVT (Continuously Variable Transmission) systems. The transmission system does not use gears, but utilizing the system and belt pulley. Their variation roller mass, spring constant and the angle of the drive pulley on the market indicate that the selection of the three variations on the suite can improve the performance of the standard vehicle, it is the underlying implementation of this final project.

In this final data to be obtained is the torque generated, the transmission ratio of the vehicle, the vehicle acceleration and thrust of the vehicle. To obtain the torque value, dynotest needs to be done directly on the rear wheels with a variety of roller 9 grams and 11 grams, a spring constant of 7.5 N / mm and 8.2 N / mm then the angle of the

drive pulley 13,50 and 130. In each combination roller mass, spring constant and the angle of the drive pulley will produce different transmission ratios. Acceleration from a combination roller mass, spring constant and the angle of the drive pulley on the output dynotest be obtained every time a change of pace. Of time and changes in speed can be obtained acceleration value.

From the results obtained in the experimental analysis of the combination on the variation of C with a mass roller 9 grams, 13° pulley angle and the spring constant of 7.5 N / mm has the highest thrust value at initial speeds of up to 50 km / h compared to the other variations, namely 1037.3 N at a speed of 15.906 km / h and also have the highest acceleration value at initial speeds of up to 50 km / h compared to other combination ie 10.712 m / s² at a speed of 15.906 km / h. However, the combination of the variation D capable through a maximum angle of inclination biggest roller mass 11 g, 13° pulley angle and the spring constant of 7.5 N / mm is the maximum angle of inclination of 39.58 °. While the combination of the maximum angle of inclination lowest value that can be achieved, namely the variation of E with a mass of roller 9 g, 13.5° pulley angle and the spring constant of 8.2 N / mm is the maximum angle of inclination of 39.49 °.

Keywords: Automatic Transmission, Mass Roller, Constants Spring, Angle of Drive Pulley, Transmission Ratio, Continuously Variable Transmission

DAFTAR ISI

ABSTRAK.....	i
ABSTRACT.....	iii
KATA PENGANTAR.....	v
DAFTAR ISI.....	vii
DAFTAR GAMBAR	ix
DAFTAR TABEL	xii
BAB I PENDAHULUAN	
1.1 Latar Belakang.....	1
1.2 Rumusan Masalah.....	2
1.3 Tujuan Penelitian.....	2
1.4 Batasan Masalah.....	3
1.5 Manfaat Penelitian.....	3
BAB II DASAR TEORI	
2.1 Pengertian Transmisi.....	5
2.2 Transmisi Manual.....	6
2.3 Transmisi Otomatis.....	8
2.3.1 Komponen Transmisi Otomatis pada Sepeda Motor.....	9
2.4 Berbagai cara untuk menaikkan performa CVT pada sepeda motor.....	20
2.5 Gaya Dorong kendaraan sebagai Input Traksi Kendaraan ...	21
2.6 Gaya Hambat pada Kendaraan	23
2.7 Percepatan yang dapat dihasilkan	26
2.8 Kecepatan Kendaraan.....	27
2.9 Sudut Tanjakan Maksimum (θ_{max})	27
2.10 Analisa Elemen pada <i>Continuously Variable Transmission (CVT)</i>	29
2.10.1 Ratio dan Gerak Aksial Pulley.....	29
2.10.2 Analisa Gaya Pada Elemen <i>Roller</i> Penggerak.....	31
2.10.3 Analisa Gaya Pada Pegas Penggerak.....	37
2.10.4 Diagram benda bebas pada pulley.....	39
BAB III METODOLOGI	
3.1 Identifikasi Masalah.....	41
3.2 Diagram Alir Tugas Akhir Secara Umum	41

3.2.1 Melakukan perhitungan secara teoritis	43
3.2.2 Melakukan perhitungan secara eksperimen	43
3.3 Peralatan yang digunakan	43
3.4 Diagram Alir Perhitungan Secara Eksperimen	47
3.5 Diagram Alir Perhitungan Secara Teoritis	52
3.6 Tabel Urutan Pengujian	55
BAB IV ANALISA DATA DAN PEMBAHASAN	
4.1 Hasil Dynotest Kendaraan	56
4.2 Contoh perhitungan pada Continuously Variable Transmission.....	57
4.2.1 Perhitungan Teoritis	57
4.2.2 Perhitungan Hasil Pengujian	62
4.3 Analisa Teoritis Perbandingan Performa Kendaraan	64
4.3.1 Perbandingan Gaya Dorong Transmisi CVT terhadap Variasi Massa Roller, Pegas dan Sudut Pulley	64
4.3.2 Perbandingan Percepatan Transmisi CVT terhadap Variasi Massa Roller, Pegas dan Sudut Pulley	65
4.4 Analisa Eksperimen Perbandingan Performa Kendaraan	66
4.4.1 Perbandingan Gaya Dorong Transmisi CVT terhadap Variasi Massa Roller, Pegas dan Sudut Pulley	66
4.4.2 Perbandingan Percepatan Transmisi CVT terhadap Variasi Massa Roller, Pegas dan Sudut Pulley	68
4.5 Perbandingan Gaya Dorong Transmisi CVT Teoritis dan Pengujian	69
4.6 Perbandingan Efisiensi Torsi tiap variasi	70
BAB V KESIMPULAN DAN SARAN	
5.1 Kesimpulan	72
5.2 Saran	73
DAFTAR PUSTAKA.....	xii

DAFTAR TABEL

Tabel 2.1 Koefisien Hambat Aerodinamis untuk Kendaraan.....,.....	24
Tabel 3.1 Spesifikasi Mesin Yamaha Mio Sporty 110cc.....	41
Tabel 3.2 Tabel Urutan	55
Pengujian.....	56
Tabel 4.1 Data radius pulley.....	60
Tabel 4.2 Nilai putaran engine tiap kombinasi.....	

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1 Manual pada Sepeda Motor	7
Gambar 2.2 Skema Transmisi	9
Gambar 2.3 Skema Transmisi Otomatis	9
Gambar 2.4 Konstruksi Transmisi Otomatis pada Sepeda motor...	10
Gambar 2.5 Drive Pulley.....	12
Gambar 2.6 Roller CVT.....	13
Gambar 2.7 Pulley Sekunder	14
Gambar 2.8 Dimensi Penampang Pegas Heliks Tekan.....	16
Gambar 2.9 Kondisi Pegas Dengan Bebas Kerja.....	17
Gambar 2.10 <i>Final Drive</i>	19
Gambar 2.11 Roller variasi.....	20
Gambar 2.12 Pegas CVT variasi.....	21
Gambar 2.13 Rumah roller modifikasi sudut kemiringan.....	22
Gambar 2.14 Skema Aliran Daya Mesin.....	23
Gambar 2.15 Pengaruh tekanan ban pada f_0 dan f_s	26
Gambar 2.16 Diagram Benda Bebas Kendaraan Saat Menanjak...	28
Gambar 2.17 Geometri Belt dan Pulley.....	30
Gambar 2.18 Dimensi Variator Pulley Potongan Melintang.....	31
Gambar 2.19 lintasan roller.....	32
Gambar 2.20 Lintasan Linier atau Lintasan I.....	33
Gambar 2.21 Lintasan II.....	33
Gambar 2.22 Free body diagram roller CVT.....	35

Gambar 2.23 Poligon segitiga gaya.....	36
Gambar 2.24 Free Body Diagram Pegas.....	38
Gambar 2.25 Diagram benda bebas pada pulley.....	39
Gambar 3.1 Diagram alir Tugas Akhir secara umum.....	42
Gambar 3.2 Yamaha Mio Sporty 110cc.....	43
Gambar 3.3 Set Up Dynotest Torsi Kendaraan.....	45
Gambar 3.4 Skema Pengujian Torsi sebagai Fungsi Putaran.....	46
Gambar 3.5 Diagram alir perhitungan secara eksperimen.....	49
Gambar 3.6 Diagram alir perhitungan secara teoritis.....	54
Gambar 4.1 Karakteristik Torsi Mesin Mio Sporty 110.....	57
Gambar 4.2 Grafik Analisa Teoritis Perbandingan Gaya Dorong Vs kecepatan.....	65
Gambar 4.3 Grafik Analisa Teoritis Perbandingan Percepatan Vs Kecepatan.....	67
Gambar 4.4 Grafik Analisa Eksperimen Perbandingan Gaya dorong Vs Kecepatan.....	68
Gambar 4.5 Grafik Analisa Eksperimen Perbandingan Percepatan Vs Kecepatan.....	70
Gambar 4.6 Grafik Perbandingan Gaya dorong Vs Kecepatan Teoritis Dan Pengujian Kombinasi massa 9 gram, sudut pulley $13,5^{\circ}$ dan konstanta pegas 7,5 N/mm.....	71
Gambar 4.7 Grafik Perbandingan Efisiensi Torsi Vs Rpm tiap variasi.....	71

BAB I

PENDAHULUAN

1.1. Latar Belakang

Dalam dunia industri otomotif khususnya sepeda motor telah mengalami banyak perkembangan yang signifikan. Mulai dari engine, bentuk body, material yang digunakan hingga sistem transmisi yang kesemuanya itu bertujuan untuk menambah performa kendaraan dan memberikan suatu fitur yang memudahkan pengendara dalam melakukan aktivitas menggunakan sepeda motor. Salah satu bagian yang mengalami perkembangan adalah bagian transmisi. Transmisi merupakan sistem yang menyalurkan tenaga dari mesin hingga sampai ke roda. Sistem transmisi adalah sistem yang berfungsi untuk mengkonversi torsi dan kecepatan (putaran) dari mesin menjadi torsi dan kecepatan yang berbeda-beda untuk diteruskan ke penggerak akhir. Konversi ini mengubah kecepatan putar yang tinggi menjadi lebih rendah tetapi lebih bertenaga, atau sebaliknya.

Salah satu sistem transmisi yang sedang dikembangkan adalah sistem transmisi otomatis. Sistem transmisi otomatis merupakan sistem transmisi yang menggunakan sistem *pulley and belt* dalam proses menyalurkan tenaga dari mesin. Transmisi otomatis memiliki beberapa komponen utama yaitu *roller*, *v-belt*, pegas CVT dan *Drive Pulley* atau rumah roller. Setiap pabrikan motor memiliki desain transmisi yang berbeda antara satu dengan yang lainnya. Transmisi antara Honda dan Yamaha sangat berbeda, mulai dari lebar belt, massa *roller*, kekakuan pegas CVT maupun sudut kemiringan *drive pulley*. Hal itu sangat mempengaruhi performa antara Honda dan Yamaha. Pada setiap perbedaan desain transmisi akan memberikan perbedaan hasil pada performa yang dihasilkan oleh kendaraan. Hasil performa tersebut selalu menjadi bahan pertimbangan konsumen dalam memilih suatu produk mana yang akan dibeli. Sehingga

penentuan desain mana yang sesuai sangatlah penting untuk kelangsungan penjualan produk tersebut ke masyarakat.

Pada penelitian sebelumnya banyak menggunakan kendaraan Honda Vario 125cc untuk objek dalam analisa berat *roller* dan kekakuan pegas saja. Namun dalam fokus pembahasan kali ini objek yang dianalisa adalah massa *roller*, konstanta pegas dan sudut kemiringan *Drive Pulley* dari Yamaha Mio Sporty 110cc. Terdapat beberapa varian massa dari *roller*, konstanta dari pegas dan sudut kemiringan dari *Drive Pulley* yang diindikasikan bahwa dengan kombinasi dari ketiga variabel yang sesuai, akan didapatkan performa mesin optimal. Maka dari itu perlu dilakukan analisa varian dari massa *roller*, konstanta pegas dan sudut kemiringan *Drive Pulley* dari Yamaha Mio Sporty 110cc manakah yang memiliki performa mesin paling optimal.

1.2. Rumusan Masalah

Rumusan masalah yang terdapat dalam tugas akhir ini adalah sebagai berikut:

1. Bagaimana pengaruh variasi massa dari *roller*, konstanta dari pegas dan sudut kemiringan dari *Drive Pulley* terhadap percepatan dan gaya dorong kendaraan Yamaha Mio Sporty 110cc.
2. Bagaimana pengaruh variasi massa dari *roller*, konstanta dari pegas dan sudut kemiringan dari *Drive Pulley* terhadap kemampuan sudut tanjak maksimum (θ maks) yang mampu dilalui oleh Yamaha Mio Sporty 110cc.

1.3. Tujuan Penelitian

Dengan mengacu pada perumusan masalah di atas, maka tujuan dari tugas akhir ini adalah sebagai berikut:

1. Mencari pengaruh variasi massa dari *roller*, kekakuan dari pegas CVT dan sudut kemiringan dari *Drive Pulley* terhadap percepatan dan gaya dorong kendaraan Yamaha Mio Sporty 110cc.

2. Mencari pengaruh variasi massa dari *roller*, konstanta dari pegas dan sudut kemiringan dari *Drive Pulley* terhadap kemampuan sudut tanjak maksimum (θ maks) yang mampu dilalui Yamaha Mio Sporty 110cc.

1.4. Batasan Masalah

Batasan masalah dalam tugas akhir kali ini adalah:

1. Kendaraan yang digunakan adalah Yamaha Mio Sporty 110cc keluaran tahun 2010.
2. Menggunakan 2 macam roller yaitu 9 gram dan 11 gram.
3. Menggunakan 2 jenis tipe pegas yaitu 7,5 N/mm dan 8,2 N/mm.
4. Menggunakan 2 macam sudut kemiringan *drive pulley* yaitu $13,5^0$ dan 13^0 .
5. Keausan belt diabaikan.
6. Kecepatan angin dianggap sama dengan kecepatan relatif angin terhadap kendaraan.
7. Bahan bakar yang digunakan adalah premium.
8. Radius dinamik ban kendaraan kendaraan dianggap konstan.
9. Kinerja *engine* tidak dipengaruhi lingkungan sekitar.
10. Titik CG kendaraan berhimpit dengan titik CP kendaraan.
11. Massa pengemudi 70 kg.

1.5. Manfaat Penelitian

Manfaat dari tugas akhir ini adalah sebagai berikut:

1. Mengetahui massa *roller*, konstanta pegas dan sudut kemiringan *Drive Pulley* mana yang sesuai dengan nilai percepatan dan gaya dorong kendaraan Yamaha Mio Sporty 110cc sebagai acuan perusahaan dalam mengembangkan produknya.

2. Sebagai saran bagi perusahaan pemilik kendaraan dalam menggunakan massa *roller*, konstanta pegas dan sudut kemiringan *Drive Pulley* mana yang tepat untuk kendaraan Yamaha Mio Sporty 110cc.
3. Sebagai acuan dalam penelitian serta riset berikutnya.

BAB II

DASAR TEORI

2.1 Pengertian Transmisi

Transmisi yaitu salah satu bagian dari sistem pemindah tenaga yang berfungsi untuk mendapatkan variasi momen dan kecepatan sesuai dengan kondisi jalan dan kondisi pembebanan, yang umumnya menggunakan perbandingan roda gigi. Prinsip dasar transmisi adalah bagaimana mengubah kecepatan putaran suatu poros menjadi kecepatan putaran yang diinginkan. Gigi transmisi berfungsi untuk mengatur tingkat kecepatan dan momen mesin sesuai dengan kondisi yang dialami sepeda motor. Sistem pemindah tenaga secara garis besar terdiri dari unit kopling, transmisi, penggerak akhir (*final drive*). Fungsi transmisi adalah untuk mengatur perbedaan putaran antara mesin dengan putaran poros yang keluar dari transmisi. Pengaturan putaran ini dimaksudkan agar kendaraan dapat bergerak sesuai beban dan kecepatan kendaraan.

Syarat-syarat yang diperlukan transmisi adalah sebagai berikut :

- a. Harus mudah dan cepat kerjanya
- b. Dapat memindahkan tenaga dengan lembut dan tepat
- c. Ringan, praktis dalam bentuk, bebas masalah dan mudah dioperasikan
- d. Harus ekonomis dan mempunyai efisiensi yang tinggi
- e. Harus mudah dalam perawatan

Rangkaian pemindah pada transmisi manual tenaga berawal dari sumber tenaga (*engine*) ke sistem pemindah tenaga yaitu masuk ke unit kopling (*clutch*), diteruskan ke transmisi (*gear box*), kemudian menuju *final drive*. *Final drive* adalah bagian terakhir dari sistem pemindah tenaga yang memindahkan tenaga mesin ke roda belakang.

Transmisi otomatis adalah transmisi yang melakukan perpindahan gigi percepatan secara otomatis. Untuk mengubah

tingkat kecepatan pada sistem transmisi otomatis ini digunakan mekanisme gesek dan tekanan minyak transmisi otomatis. Pada transmisi otomatis roda gigi planetari berfungsi untuk mengubah tingkat kecepatan dan torsi seperti halnya pada roda gigi pada transmisi manual. Kecenderungan masyarakat untuk menggunakan transmisi otomatis semakin meningkat dalam beberapa tahun belakangan ini, khususnya untuk mobil-mobil mewah, bahkan type-type tertentu sudah seluruhnya menggunakan transmisi otomatis. Kecenderungan yang sama terjadi juga pada sepeda motor seperti Yamaha Mio.

2.2 Transmisi Manual

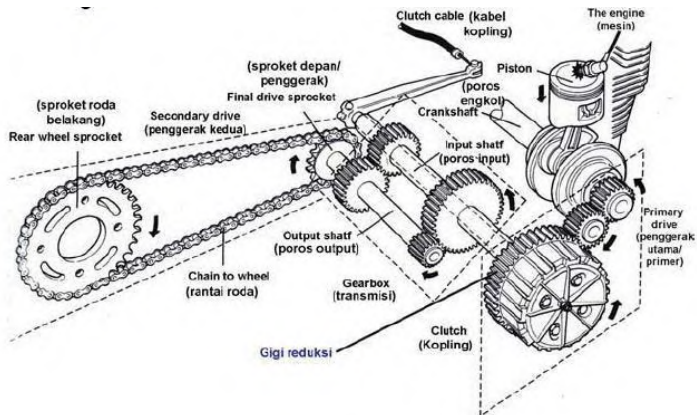
Transmisi manual adalah transmisi kendaraan yang pengoperasiannya dilakukan secara langsung oleh pengemudi. Pada gambar 2.1 disebutkan komponen-komponen dari transmisi manual sebagai sistem pemindah tenaga dari sebuah kendaraan, yaitu sistem yang berfungsi mengatur tingkat kecepatan dalam proses pemindahan tenaga dari sumber tenaga (*engine*) ke roda kendaraan.

Komponen utama dari transmisi manual adalah sebagai berikut :

1. *Transmission input shaft* atau Poros input transmisi, yaitu komponen yang menerima moment output dari unit kopling.
2. *Transmission gear* atau roda gigi transmisi, yaitu Untuk mengubah input dari mesin menjadi output gaya torsi yang meninggalkan transmisi sesuai dengan kebutuhan kendaraan.
3. *Synchroniser/synchro-mesh* atau Gigi penyesuai, adalah perlengkapan yang memungkinkan pemindahan kecepatan pada kondisi putaran yang tinggi.
4. *Gear shift lever* atau Tuas pemindah presnelling dan Shift fork atau Garpu pemindah adalah komponen yang

berfungsi untuk mengoperasikan transmisi oleh pengemudi

5. *Output shaft* atau Poros output adalah untuk menyalurkan moment atau tenaga yang sudah diolah melalui proses reduksi ke komponen sistem pemindah tenaga selanjutnya.



Gambar 2.1 Transmisi Manual pada Sepeda Motor^[1]

Cara kerja transmisi manual yaitu pada saat pedal atau tuas pemindah gigi ditekan poros pemindah gigi berputar. Bersamaan dengan itu lengan pemutar *shift drum* akan mengait dan mendorong *shift drum* hingga dapat berputar. Pada *shift drum* dipasang garpu pemilih gigi yang diberi pin (pasak). Pasak ini akan mengunci garpu pemilih pada bagian ulir cacing. Agar *shift drum* dapat berhenti berputar pada titik yang dikehendaki, maka pada bagian lainnya (dekat dengan pemutar *shift drum*), dipasang sebuah roda yang dilengkapi dengan pegas dan bintang penghenti putaran *shift drum*. Penghentian putaran *shift drum* ini berbeda untuk setiap jenis sepeda motor, tetapi prinsipnya sama.

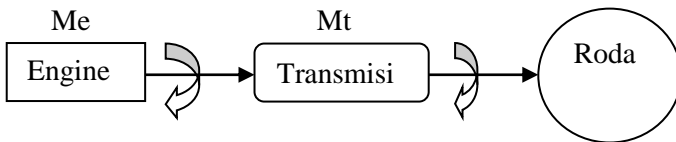
Garpu pemilih gigi dihubungkan dengan gigi geser (*sliding gear*). Gigi geser ini akan bergerak ke kanan atau ke kiri mengikuti gerak garpu pemilih gigi. Setiap pergerakannya berarti mengunci gigi kecepatan yang dikehendaki dengan bagian poros tempat gigi itu berada. Gigi geser, baik yang berada pada poros utama (*main shaft*) maupun yang berada pada poros pembalik (*counter shaft/output shaft*), tidak dapat berputar bebas pada porosnya. Selain itu gigi kecepatan (1, 2, 3, 4, dan seterusnya), gigi-gigi ini dapat bebas berputar pada masing-masing porosnya. Jadi yang dimaksud gigi masuk adalah mengunci gigi kecepatan dengan poros tempat gigi itu berada, dan sebagai alat penguncinya adalah gigi geser.

2.3 Transmisi Otomatis

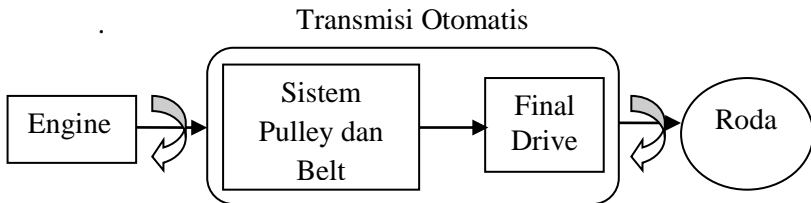
Transmisi otomatis adalah transmisi yang melakukan perpindahan gigi percepatan secara otomatis. Untuk mengubah tingkat kecepatan pada sistem transmisi otomatis ini digunakan mekanisme gesek dan tekanan minyak transmisi otomatis. Pada transmisi otomatis roda gigi planetari berfungsi untuk mengubah tingkat kecepatan dan torsi seperti halnya pada roda gigi pada transmisi manual. Transmisi yang digunakan yaitu transmisi otomatis *V belt* atau yang dikenal dengan CVT (*Continuous Variable Transmission*). CVT adalah sistem transmisi daya dari mesin menuju ban belakang menggunakan sabuk yang menghubungkan antara *drive pulley* dengan *driven pulley* menggunakan prinsip gaya gesek. Pada gambar 2.2 dijelaskan skema penyaluran tenaga dari engine ke roda yakni berupa transfer torsi yang harus melewati transmisi. Transmisi ini merupakan komponen penting dalam sebuah kendaraan.

Secara khusus yang dibahas pada topik kali ini adalah transmisi otomatis. Pada bagian transmisi ini memiliki tiga komponen penting antara lain puli, belt, dan *final drive*. Skema dari bagian transmisi tersebut terdapat pada gambar 2.3 yang bisa diketahui bahwa tenaga dari engine sebelum disalurkan ke roda

akan ditransmisikan oleh ketiga komponen tersebut. Sedangkan konstruksi transmisi otomatis sepeda motor pada gambar 2.4 menunjukkan komponen penting yang terdiri dari *drive pulley centrifugal*, *drive pulley movable*, *crankshaft*, *v-belt*, *driven pulley*, *centrifugal clutch*, *clutch drum*, *reduction gear*, dan *rear while axis*. Masing-masing komponen tersebut saling berkaitan guna mentransmisikan daya dan menghasilkan gaya dorong pada sepeda motor.



Gambar 2.2 Skema Transmisi^[2]



Gambar 2.3 Skema Transmisi Otomatis^[2]

2.3.1 Komponen Transmisi Otomatis pada Sepeda Motor

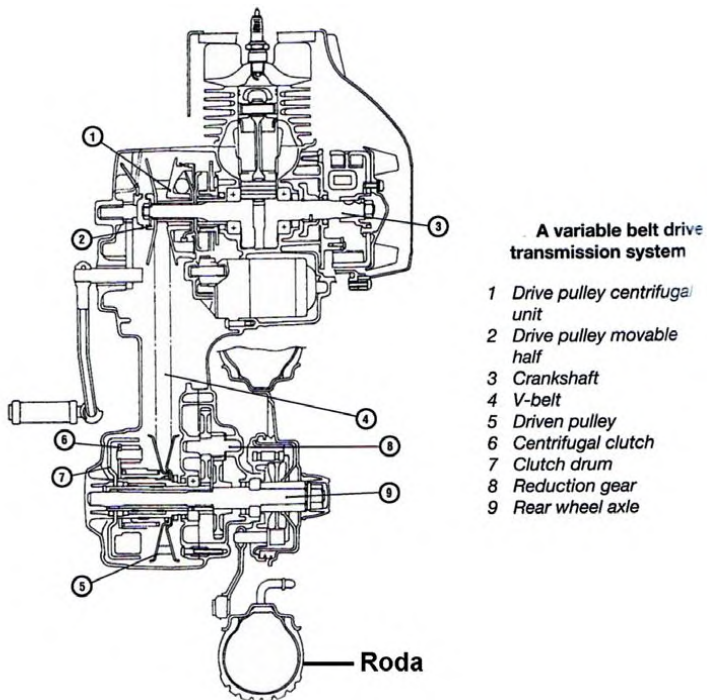
1) Puli Penggerak/ puli primer (*Drive Pulley/ Primary Pulley*)

Puli primer adalah komponen yang berfungsi mengatur kecepatan sepeda motor berdasar gaya sentrifugal dari *roller* yang ditunjukkan pada gambar 2.5. Puli primer ini sebagai puli awal yang bergerak menggerakkan *V belt* karena adanya

tenaga dari engine yang diteruskan ke poros pulley. Pada puli primer terdapat beberapa komponen sebagai berikut:

a) Dinding luar puli penggerak dan kipas pendingin

Dinding luar puli penggerak merupakan komponen puli penggerak tetap. Selain berfungsi untuk memperbesar perbandingan rasio di bagian tepi komponen ini terdapat kipas pendingin yang berfungsi sebagai pendingin ruang CVT agar belt tidak cepat panas dan aus.



Gambar 2.4 Konstruksi Transmisi Otomatis pada Sepeda motor^[3]

b) Dinding dalam puli penggerak (*movable drive face*)

Dinding dalam merupakan komponen puli yang bergerak menekan CVT yang akibat gaya sentrifugal roller sehingga diperoleh kecepatan yang diinginkan.

c) *Bushing/bos puli*

Komponen ini berfungsi sebagai poros dinding dalam puli agar dinding dalam dapat bergerak mulus sewaktu bergeser.

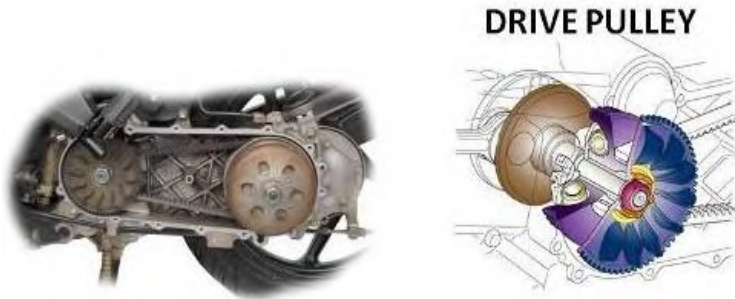
d) 6 buah peluru sentrifugal (*roller*)

Roller merupakan salah satu komponen yang terdapat pada transmisi otomatis atau CVT. *Roller* adalah suatu material yang tersusun dengan Teflon sebagai permukaan luarnya dan tembaga atau alumunium sebagai lapisan dalamnya. Seperti pada gambar 2.6, *Roller* berbentuk seperti bangun ruang yaitu silinder yang mempunyai diameter dan berat tertentu. *Roller* berfungsi untuk menekan dinding dalam puli primer sewaktu terjadi putaran tinggi. Prinsip kerja *roller*, hampir sama dengan plat penekan pada kopling sentrifugal. Ketika putaran mesin naik, *roller* akan terlempar ke arah luar dan mendorong bagian puli yang bisa bergeser mendekati puli yang diam, sehingga celah pulinya akan menyempit. *Roller* bekerja akibat adanya putaran yang tinggi dan adanya gaya sentrifugal.

Semakin berat *rollernya* maka dia akan semakin cepat bergerak mendorong *movable drive face* pada *drive pulley* sehingga bisa menekan *belt* ke posisi terkecil. Namun supaya *belt* dapat tertekan hingga maksimal butuh *roller* yang beratnya sesuai. Artinya jika *roller* terlalu ringan maka tidak dapat menekan *belt* hingga maksimal, efeknya tenaga tengah dan atas akan berkurang. Harus

diperhatikan juga jika akan mengganti *roller* yang lebih berat harus memperhatikan torsi mesin. Sebab jika mengganti *roller* yang lebih berat bukan berarti lebih responsif, karena *roller* akan terlempar terlalu cepat sehingga pada saat akselerasi perbandingan rasio antara puli primer dan puli sekunder terlalu besar yang kemudian akan membebani mesin.

Besar kecilnya gaya tekan *roller* sentrifugal terhadap *sliding sheave / movable drive face* ini berbanding lurus dengan berat *roller* sentrifugal dan putaran mesin. Semakin berat *roller* sentrifugal semakin besar gaya dorong *roller* sentrifugal terhadap *movable drive face* sehingga semakin besar diameter dari puli primer tersebut. Sedangkan pada puli sekunder pergerakan puli diakibatkan oleh tekanan pegas, puli sekunder ini hanya mengikuti gerakan sebaliknya dari puli primer, jika puli primer membesar maka puli sekunder akan mengecil, begitu juga sebaliknya. Jadi berat *roller* sentrifugal sangat berpengaruh terhadap perubahan ratio diameter dari puli primer dengan puli sekunder.



Gambar 2.5 Drive Pulley^[3]

e) Plat penahan

Komponen ini berfungsi untuk menahan gerakan dinding dalam agar dapat bergeser ke arah luar sewaktu terdorong oleh *roller*.

f) V belt

Berfungsi sebagai penghubung putaran dari puli primer ke puli sekunder. Besarnya diameter V-belt bervariasi tergantung pabrikan motornya. Besarnya diameter V-belt biasanya diukur dari dua poros, yaitu poros *crankshaft* poros *primary drive gear shift*. V-belt terbuat dari karet dengan kualitas tinggi, sehingga tahan terhadap gesekan dan panas.



Gambar 2.6 Roller CVT^[4]

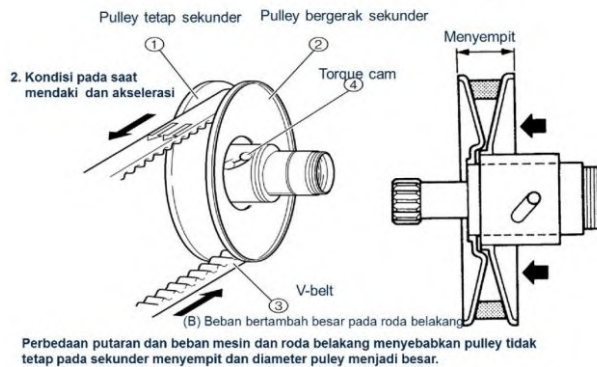
2) Puli yang digerakkan/ puli sekunder (*Driven Pulley/ Secondary Pulley*)

Puli sekunder adalah komponen yang berfungsi yang berkesinambungan dengan puli primer mengatur kecepatan berdasar besar gaya tarik sabuk yang diperoleh dari puli primer.

Pada puli sekunder ini bergerak melebar dan menyempit akibat gaya tekan pegas yang ditunjukkan pada gambar 2.7. Pada gambar tersebut bisa dilihat kondisi radius puli yang bergerak melebar atau menyempit saat terjadi perbedaan putaran.

a) Dinding luar puli sekunder

Bagian ini berfungsi menahan sabuk / sebagai lintasan agar sabuk dapat bergerak ke bagian luar. Bagian ini terbuat dari bahan yang ringan dengan bagian permukaan yang halus agar memudahkan belt untuk bergerak.



Gambar 2.7 Pulley Sekunder^[5]

b) Pegas pengembali

Pegas pengembali berfungsi untuk mengembalikan posisi puli ke posisi awal yaitu posisi *belt* terluar. Prinsip kerjanya adalah semakin keras per maka *belt* dapat terjaga lebih lama di kondisi paling luar dari *driven pulley*. Namun kesalahan kombinasi antara roller dan per CVT dapat menyebabkan keausan bahkan kerusakan pada sistem CVT. Berikut beberapa kasus yang sering terjadi:

1. Per CVT yang terlalu keras dapat membuat drive belt jauh lebih cepat aus karena belt tidak mampu menekan dan membuka *driven pulley*. Belt semakin lama akan terkikis karena panas dan gerakan berputar pada *driven pulley*.
2. Per CVT yang terlalu keras jika dipaksakan dapat merusak *clutch* / kupling. Panas yang terjadi di bagian CVT akibat perputaran bagian-bagiannya dapat membuat tingkat kekerasan materi partsnya memuai. Pada tingkat panas tertentu, materi parts tidak akan sanggup menahan tekanan pada tingkat tertentu pula. Akhirnya per CVT bukannya melentur dan menyempit ke dalam tapi justru malah bertahan pada kondisi yang masih lebar. Kopling yang sudah panas pun bisa rusak karenanya.

Pegas Heliks tekan kebanyakan memiliki dimensi yang konstan pada diameter kawat, pitch, dan diameter rata-rata coil. Pada gambar 2.8 menunjukkan parameter dimensi dari pegas heliks tekan tersebut. Diameter luar (D_o) coil, diameter dalam (D_i) coil, dan tinggi bebas (h_f) adalah parameter utama yang digunakan untuk menentukan batas, berdasarkan pada tempat dimana pegas tersebut diletakkan.

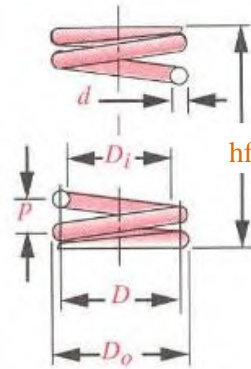
Berdasarkan gambar 2.9, tinggi bebas (h_f) adalah tinggi pegas pada kondisi tanpa pembebanan. Beban kerja yang terjadi pada pegas (F) akan menekan pegas sebesar defleksi kerja (δ). Untuk beban kerja yang terjadi pada pegas itu maksimum (F_{max}) maka tinggi pegas (h_s). Dari keterangan tersebut maka didapatkan beberapa persamaan :

$$\delta = \frac{F}{k} = \frac{8 F D^3 N a}{d^4 G} \quad (2.1)$$

$$h_f = h_s + \delta_s \quad (2.2)$$

Dimana :

- h_f : tinggi bebas
- h_s : tinggi solid
- δ : defleksi karena beban material
- G : Modulus geser material
- F : beban kerja
- $N a$: lilitan aktif
- K : konstanta pegas



Gambar 2.8 Dimensi Penampang Pegas Heliks Tekan^[6]

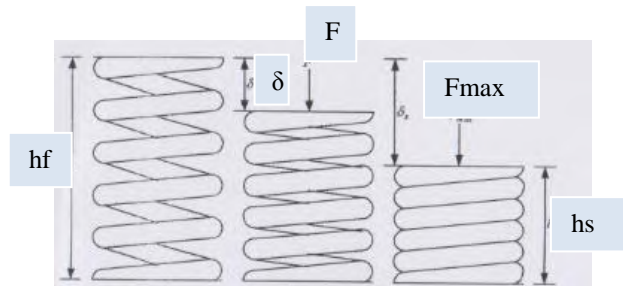
$$\begin{aligned} \text{Sehingga } D_o &= D + d \\ D_i &= D - d \end{aligned} \quad (2.3)$$

Dimana :

- d = diameter kawat
- D_o = diameter luar coil
- D = diameter rata-rata coil
- h_f = tinggi bebas

D_i = diameter dalam coil

p = pitch coil



Gambar 2.9 Kondisi Pegas Dengan Bebas Kerja^[6]

- **Lilitan Pegas**

lilitan total dari pegas, bergantung dari jenis ujung pegas. Jenis ujung pegas mempunyai 4 macam, yaitu :

1. Plain ends $N_a = N_t - \frac{1}{2}$
2. Plain grounds ends $N_a = N_t - 10$
3. Squared ends $N_a = N_t - 1\frac{1}{2}$
4. Squared grounds ends $N_a = N_t - 2$

- **Indeks Pegas**

Indeks pegas (c) adalah perbandingan dari diameter rata-rata coil (D) terhadap diameter kawat (d).

$$\text{Maka persamaan : } c = \frac{D}{d} \quad (2.4)$$

- **Konstanta Pegas**

Untuk menentukan persamaan dari konstanta pegas (k) adalah:

$$K = \frac{\Delta F}{\delta} = \frac{d^4 G}{8D^3 Na} \quad (2.5)$$

Pegas heliks tekan standart memiliki konstanta pegas yang linier terhadap batas operasinya seperti pada gambar 2.9 saat terjadi tinggi solid (hs) semua saling bersentuhan dan konstanta pegas mendekati nilai modulus elastisitas dari material.

c) **Kampas kopling dan rumah kopling**

Seperti pada umumnya fungsi dari kopling adalah untuk menyalurkan putaran dari putaran puli sekunder menuju gigi reduksi. Cara kerja kopling sentrifugal adalah pada saat putaran stasioner/ lambat (putaran rendah), putaran poros puli sekunder tidak diteruskan ke penggerak roda. Ini terjadi karena rumah kopling bebas (tidak berputar) terhadap kampas, dan pegas pengembali yang terpasang pada poros puli sekunder. Pada saat putaran rendah (stasioner), gaya sentrifugal dari kampas kopling menjadi kecil sehingga sepatu kopling terlepas dari rumah kopling dan tertarik ke arah poros puli sekunder akibatnya rumah kopling menjadi bebas. Saat putaran mesin bertambah, gaya sentrifugal semakin besar sehingga mendorong kampas kopling mencapai rumah kopling dimana gayanya lebih besar dari gaya pegas pengembali.

d) **Dinding dalam puli sekunder**

Bagian ini memiliki fungsi yang kebalikan dengan dinding luar puli primer yaitu sebagai rel agar sabuk dapat bergerak ke posisi paling dalam puli sekunder.

e) **Torsi cam**

Apabila mesin membutuhkan torsi yang lebih atau bertemu jalan yang menanjak maka beban di

roda belakang meningkat dan kecepatannya menurun. Dalam kondisi seperti ini posisi *belt* akan kembali seperti semula, seperti pada keadaan diam. *Drive pulley* akan membuka sehingga kedudukan *belt* membesar, sehingga kecepatan turun saat inilah torsi cam bekerja. Torsi cam ini akan menahan pergerakan *driven pulley* agar tidak langsung menutup. Jadi kecepatan tidak langsung jatuh.

3) Gigi reduksi (*Final Drive*)

Gigi reduksi atau yang disebut *final drive* ditunjukkan pada gambar 2.10 berfungsi untuk mengurangi kecepatan putaran yang diperoleh dari cvt agar dapat melipat gandakan tenaga yang akan dikirim ke poros roda. Pada gigi reduksi, jenis dari roda gigi yang digunakan adalah jenis roda gigi helical yang bentuknya miring terhadap poros.



Gambar 2.10 *Final Drive*^[1]

2.4 Berbagai cara untuk menaikkan performa CVT pada sepeda motor

Bagi penggemar kecepatan yang memakai sepeda motor *matic*, meningkatkan performa tidak hanya di sektor mesin. Banyak juga yang melakukan ubahan di sektor transmisi atau bagian CVT. Wajib disesuaikan agar performa yang dihasilkan lebih baik lagi. Untuk kejar akselerasi atau top-speed, yaitu dengan cara:

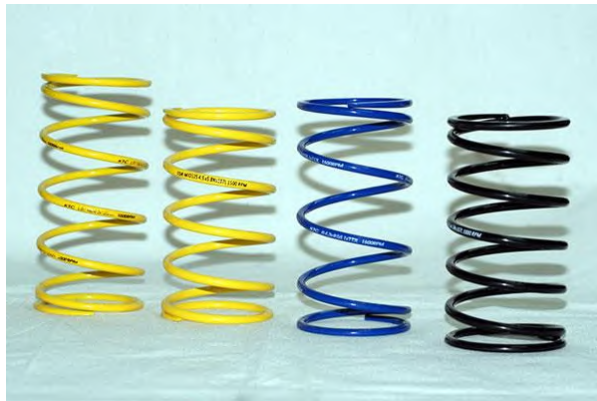
1. Setting ulang bobot roller
2. Ganti pegas CVT
3. Modif *drive pulley*



Gambar 2.11 Roller variasi^[7]

Pada penelitian ini, tiga cara diatas dilakukan secara bersamaan. Sehingga bisa didapatkan performa kendaraan yang optimal. Cara pertama adalah penggantian massa atau bobot roller variasi yang banyak beredar di pasaran dan ditunjukkan pada gambar 2.11. Dan yang kedua adalah penggantian pegas pada CVT yaitu menggunakan pegas variasi yang ditunjukkan pada

gambar 2.12. Lalu, cara yang ketiga yaitu mengganti dengan *drive pulley* variasi yang mempunyai sudut kemiringan yang lebih tirus seperti pada gambar 2.13. Tujuannya agar saat putaran tinggi belt dapat dijepit dan terlempar lebih tinggi. Hal ini tentunya membuat tenaga motor akan semakin keluar dan nafas mesin terasa lebih panjang. Derajat *drive pulley* ini, disesuaikan juga dengan tenaga motor. Semakin besar tenaga motor, semakin kecil angka derajat yang digunakan, biasanya memakai ukuran 14-13,5 derajat. Di pasaran banyak beredar *drive pulley* dengan kemiringan berbeda. Mulai dari 13° hingga 14,5°, untuk derajat kecil membuat akselerasi lebih cepat dan derajat besar untuk mengejar top speed.



Gambar 2.12 Pegas CVT variasi^[7]

2.5 Gaya Dorong kendaraan sebagai Input Traksi Kendaraan

Skema aliran transformasi daya dari mesin ke roda

Tenaga piston biasa disebut indikatif HP, ini dihasilkan langsung oleh proses pembakaran dalam ruang bakar. Pada gambar 2.14 ditunjukkan bahwa IHP setelah melewati poros

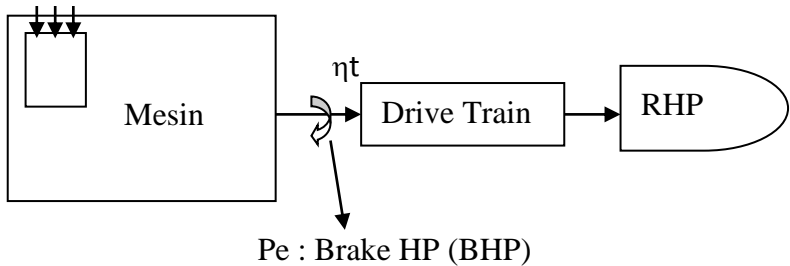
engkol kemudian keluar ke poros utama mesin akan disebut BHP yakni brake horse power. Daya yang disalurkan dari mesin akan masuk ke drive train. Dalam drive train terdapat efisiensi yang mengakibatkan daya berkurang. Dari drive train akan berpindah ke roda. Daya di roda disebut RHP. RHP ini merupakan kebutuhan tenaga untuk menggerakkan kendaraan. Daya disini bisa kita turunkan menjadi gaya, sehingga bisa diketahui berapa gaya penggerak kendaraan atau biasa disebut F_{thrust} (Ft).



Gambar 2.13 Rumah roller modifikasi sudut kemiringan^[7]

Gaya Dorong adalah gaya yang bekerja berlawanan dengan arah gerak gaya hambat kendaraan, gaya dorong ini dihasilkan dari daya yang dihasilkan oleh kendaraan melalui sistem transmisi sehingga roda bisa bergerak. Untuk perumusan gaya dorong dapat dicari dengan persamaan 2.6. Selain itu untuk mencari nilai F_t juga bisa dilakukan dynotest pada kendaraan.

Tenaga piston : indikatif HP (IHP)



Gambar 2.14 Skema Aliran Daya Mesin

$$F_t = T i_t i_g \mu_t / r \quad (2.6)$$

Keterangan :

- T : Torsi mesin (Nm)
- i_t : Rasio transmisi
- i_g : Rasio final drive
- μ_t : Efisiensi transmisi
- r : Jari jari roda (m)

2.6 Gaya Hambat pada Kendaraan

Gaya hambat adalah gaya yang bekerja dalam arah horisontal (paralel terhadap aliran) dan berlawanan dengan arah gerak maju kendaraan. Gaya yang menghambat laju kendaraan antara lain gaya hambat (drag) aerodinamik dan gaya rolling kendaraan. Gaya hambat secara total dapat dirumuskan sebagai berikut :

$$F_t = R_a + R_r + W \sin \theta \quad (2.7)$$

Dimana :

- F_t = Gaya hambat kendaraan
- R_a = Gaya hambat aerodinamik
- R_r = Gaya Hambat Rolling Resistance
- W = Gaya berat total

(a) Aerodinamika bentuk bodi

Salah satu gaya hambat pada kendaraan saat bergerak dengan kecepatan tertentu adalah bentuk bodi, dimana jika bentuk bodi kendaraan semakin aerodinamis maka gaya hambat aerodinamis pada kendaraan juga semakin kecil sehingga ini juga berpengaruh pada performa kendaraan saat bergerak dengan kecepatan tertentu. Pengertian aerodinamis disini adalah ilmu yang mempelajari tentang sifat dan karakteristik udara serta gas lainnya dalam keadaan bergerak(angin). Secara umum perumusan gaya hambat angin adalah :

$$R_a = F_d = \frac{1}{2} \rho C_d A_f (V^2) \quad (2.8)$$

Dimana :

ρ = massa jenis angin atau udara

C_d = koefisien drag

A_f = luas permukaan kendaraan

V = kecepatan kendaraan

Dan berikut ini pada tabel 2.1 adalah referensi untuk koefisien hambat tentang bentuk bodi kendaraan yang mempengaruhi gaya hambat aerodinamis.

Tabel 2.1 Koefisien Hambat Aerodinamis untuk Kendaraan^[1]

No	jenis kendaraan	koefisien hambat
1	kendaraan penumpang	0,3 - 0,6
2	kendaraan convertible	0,4 - 0,65
3	kendaraan balap	0,25 - 0,3
4	Bus	0,6 - 0,7
5	Truck	0,8 – 1
6	tractor – trailer	0,8 - 1,3
7	sepeda motor + pengendara	1,8

(b) *Rolling resistance* antara ban dan jalan

Gaya hambat pada kendaraan salah satunya juga disebabkan oleh gesekan yang terjadi antara permukaan ban dan jalan dimana yang lebih dikenal dengan rolling resistance dimana faktor ini juga sangat mempengaruhi performa kendaraan saat bergerak, jika gesekan antara permukaan ban dan jalan semakin kecil maka hal ini juga mempengaruhi performa kendaraan. Berikut ini adalah Nilai rata-rata dari koefisien hambatan rolling untuk berbagai jenis ban kendaraan dan berbagai kondisi jalan untuk perhitungan rolling resistance kendaraan. Gaya hambat rolling pada kendaraan dapat dirumuskan sebagai berikut :

$$R_r = f_r \cdot W \text{ pada kondisi jalan datar} \quad (2.9)$$

$$R_r = f_r \cdot W \cos \theta \text{ pada kondisi tanjakan} \quad (2.10)$$

Dimana :

f_r = koefisien *rolling resistance*

W = berat total (kendaraan+penumpang)

θ = sudut tanjakan

Dari hasil eksperimen J.J. Taborek dihasilkan rumus dasar untuk harga koefisien hambatan rolling, yang mana pada gambar 2.15 terdapat grafik eksperimen tentang tekanan ban dan kecepatan kendaraan sebagai parameter pokok. Rumusan tersebut yaitu:

$$f_r = f_0 + f_s \left(\frac{V}{100} \right)^{2.5} \quad (2.11)$$

Dimana :

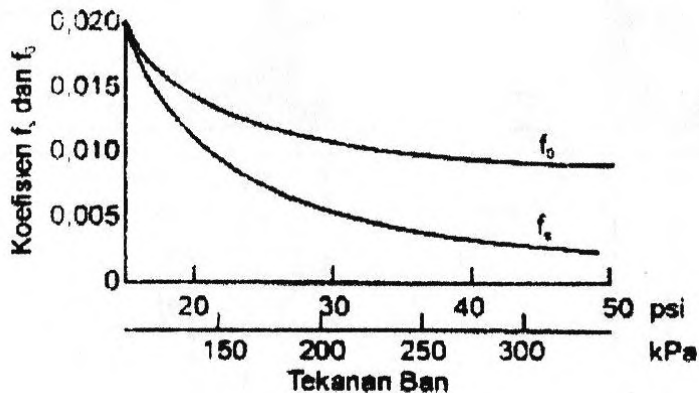
f_0 dan f_s adalah koefisien yang tergantung pada tekanan ban

V adalah kecepatan kendaraan dalam km/jam

Rumusan 2.11 dapat disederhanakan menjadi :

$$fr = 0.01(1 + \frac{v}{100}) \quad (2.12)$$

Dimana tekanan ban sekitar 26 psi dan kecepatan kendaraan sampai 128 km/jam.



Gambar 2.15 Pengaruh tekanan ban pada f_0 dan f_s ^[2]

2.7 Percepatan yang dapat dihasilkan

Salah satu parameter yang amat penting untuk menggambarkan kemampuan laju kendaraan adalah percepatan yang mampu dihasilkan oleh kendaraan tersebut. Semakin mudah kendaraan dipercepat atau semakin tinggi percepatan yang dihasilkan oleh kendaraan pada setiap kecepatan semakin bagus kinerja laju kendaraan tersebut. Secara umum besarnya percepatan kendaraan pada jalan datar dapat dirumuskan sebagai berikut :

$$a = \frac{F - R_a - R_r}{\gamma_m \cdot M} \quad (2.13)$$

Dimana :

M = massa total kendaraan

γ_m = factor massa dari komponen yang berputar

Faktor massa γ_m dapat dirumuskan sebagai berikut :

$$\gamma_m = 1.04 + 0.0025(I_o)^2 \quad (2.14)$$

$$I_o = I_t \cdot I_g \quad (2.15)$$

Dimana :

I_o = perbandingan putaran dengan roda penggerak

2.8 Kecepatan Kendaraan

Kecepatan kendaraan berhubungan erat dengan putaran mesin. Putaran dari mesin menentukan kecepatan dari kendaraan. Adapun hubungan kecepatan kendaraan dan putaran mesin adalah :

$$v = \frac{2\pi \cdot n_e \cdot r}{60 \cdot i_t \cdot i_g} (1 - s) \cdot 3,6 \quad (2.16)$$

Dimana :

v = kecepatan kendaraan (km/jam)

n_e = kecepatan putar mesin (rpm)

S = slip pada ban kendaraan (2-5%)

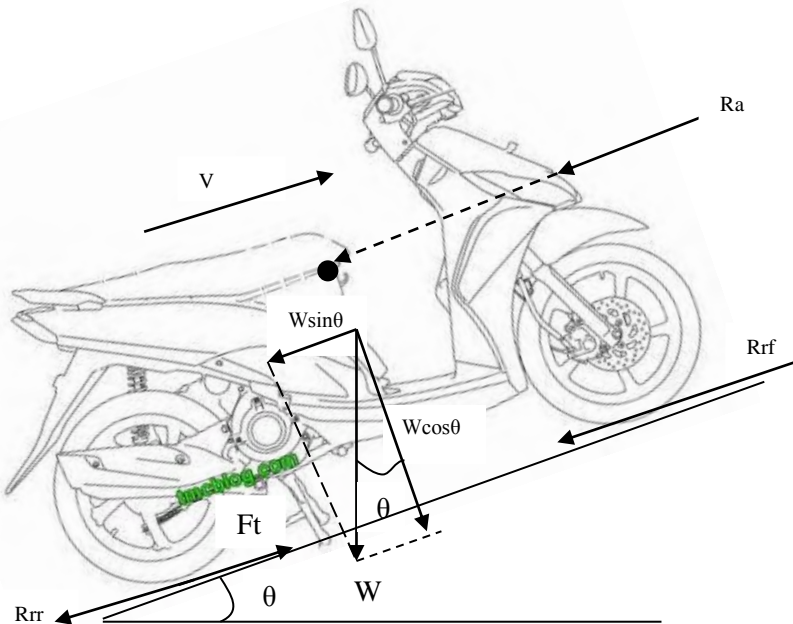
r = jari-jari roda

2.9 Sudut Tanjakan Maksimum (θ_{max})

Pada saat kendaraan menanjak pada sudut tertentu, kendaraan dapat berjalan dengan kecepatan tertentu tanpa terjadi pertambahan dan tanpa bisa dipercepat, sudut tanjak tersebut adalah sudut tanjak maksimum yang dapat dilalui kendaraan. Pada gambar 2.16 ditunjukkan diagram benda bebas sepeda motor

yang menanjak dengan disertai arah gaya-gayanya. Lalu untuk mendapatkan nilai θ berdasarkan substitusi persamaan sebelumnya maka bisa dihasilkan persamaan 2.18 untuk menghitung nilai θ_{\max} tersebut. Berikut ini adalah persamaannya:

$$\begin{aligned} F_t &= R_{rr} + R_{rf} + R_a + W \sin \theta \\ F_t &= R_r + R_a + W \sin \theta \\ F_t &= i_t \cdot i_g \cdot M_{e \max} \cdot \eta_t / r \\ R_r &= F_r \cdot W \cos \theta \\ R_a &= 1/2 \cdot \rho \cdot C_D \cdot A \cdot V^2 \end{aligned} \quad (2.17)$$



Gambar 2.16 Diagram Benda Bebas Kendaraan Saat Menanjak

Keterangan :

ρ : densitas udara
 C_D : Koefisien Drag Aerodinamis
 A : Luas penampang frontal kendaraan
 $M_{e \max}$: Torsi mesin maksimum
 Fr : Koefisien Rolling Hambatan
 θ : Sudut tanjak

Persamaan (2.17) menjadi :

$$Rr + W \cdot \sin \theta = Ft - Ra$$

$$fr \cdot \cos \theta + \sin \theta = \frac{2 \cdot It \cdot Ig \cdot Me \cdot \eta t - r \cdot \rho \cdot C_d \cdot A \cdot V^2}{2 \cdot W \cdot r} \quad (2.18)$$

2.10 Analisa Elemen pada *Continuously Variable Transmission (CVT)*

2.10.1 Ratio dan Gerak Aksial Pulley

Prinsip kerja perpindahan pulley kearah aksial dapat dijelaskan pada gambar 2.17. Berdasarkan prinsip tersebut bisa didapat besarnya perpindahan pulley. Dimana panjang belt (L), jarak antar sumbu pulley (c), dan radius pulley (R_1 dan R_2) dituliskan dengan rumus sebagai berikut :

$$L = 2c + \pi(R_2 + R_1) + \frac{(R_2 + R_1)^2}{c} \quad (2.19)$$

Dimana :

$$\theta = \pi - 2\alpha \text{ (rad)} \quad (2.20)$$

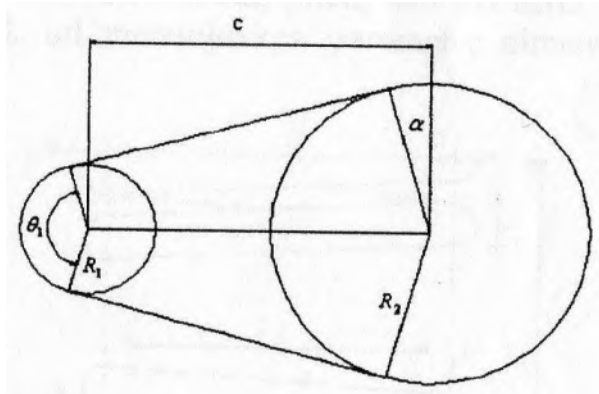
Sehingga :

$$\sin \alpha = \frac{(R_2 + R_1)}{c} \quad (2.21)$$

dan diketahui juga harga speed ratio

$$I = \frac{R_2}{R_1} \quad (2.22)$$

Dengan mensubstitusikan persamaan (2.19) dan persamaan (2.22), yang panjang belt (L), jarak antar poros pulley (c) dan harga speed ratio (I) diketahui maka perubahan harga radius driver pulley (R_1) dapat diketahui. Adanya perubahan salah satu radius, misalnya radius pulley driver dari R_{1-2} ke R_{2-1} , maka radius pulley driven ikut berubah menjadi R_{2-1} menjadi R_{2-2} .



Gambar 2.17 Geometri Belt dan Pulley^[8]

Untuk mencari putaran output pulley driven yang dihasilkan digunakan persamaan sebagai berikut :

$$\frac{R_2}{R_1} = \frac{n_1}{n_2} \quad (2.23)$$

Pada gambar 2.18 terlihat bahwa perubahan radius pulley driver (ΔR_1) merupakan selisih R_{1-1} dan R_{1-0} . Hal ini berakibat perpindahan pulley kearah aksial (Δx) dan persamaannya dapat ditulis :

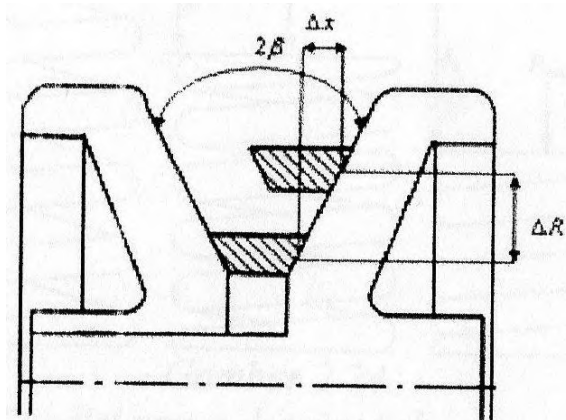
$$\Delta R_1 = R_{1-1} - R_{1-0} \quad (2.24)$$

Sedangkan untuk perpindahan pulley kearah sumbu aksial (Δx) dapat ditulis sebagai berikut :

$$tg\beta = \frac{\Delta x}{\Delta R_1} \quad (2.25)$$

$$\Delta x_{driver} = tg\beta \cdot \Delta R_1 \quad (2.26a)$$

$$\Delta x_{driven} = \Delta R_2 \cdot \tan \beta \quad (2.26b)$$



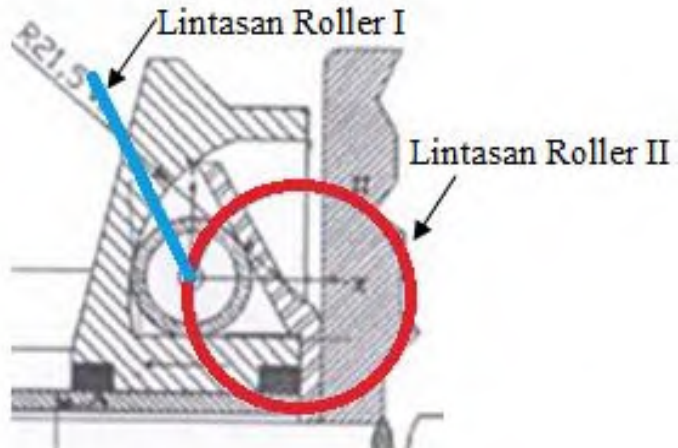
Gambar 2.18 Dimensi Variator Pulley Potongan Melintang^[8]

2.10.2 Analisa Gaya Pada Elemen *Roller Penggerak*

Pergerakan roller pada saat pulley berputar dapat dilihat pada kurva pergerakan roller seperti yang terlihat pada gambar 2.19. roller akan mendorong pulley sehingga terjadi pergerakan variator pulley terhadap sumbu x.

Untuk mendapatkan nilai pergerakan pulley kearah axial x, perlu diketahui jarak perpindahan roller dengan berdasarkan lintasan linier (x_1) dan lintasan sesuai sudut alir roller (x_2). Selisih kedua nilai perpindahan tersebut merupakan jarak

perpindahan variator pulley driver. x_1 dan x_2 dapat dicari dengan persamaan 2 buah lintasan roller seperti yang terlihat pada gambar 2.20 dan 2.21.

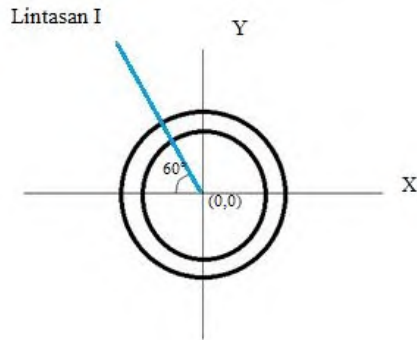


Gambar 2.19 lintasan roller^[8]

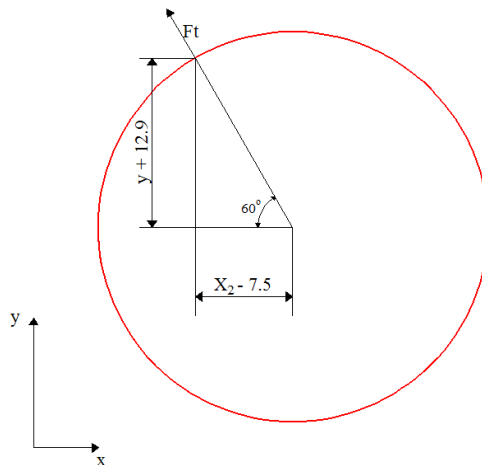
Pada gambar 2.20 memperlihatkan lintasan roller searah dengan plat penahan. Dengan sudut kemiringan 60° dan pusat lintasan terdapat pada pusat roller, didapatkan persamaan roller terhadap sumbu x . Persamaan ini merupakan persamaan perpindahan roller berdasarkan lintasan linier atau lintasan I (x_1).

Gambar 2.21 memperlihatkan lintasan roller searah dengan alur lintasan roller pada *movable drive face*. Dengan mencari pusat alur lintasan roller pada dinding dalam pulley didapatkan radius roller. Kemudian dari radius roller didapatkan nilai x , dimana ketika x bernilai $(7.5 - x_2)$ dan untuk mendapatkan nilai tersebut dengan rumus cosinus, $\cos 60 = \frac{x}{15}$ sehingga didapat besarnya persamaan pada sumbu x . Dan pada kondisi y

yaitu $(y+12,9)$ dimana untuk mendapatkan nilai tersebut yaitu dengan rumus sinus, $\sin 60 = \frac{y}{15}$ sehingga didapat besarnya persamaan pada sumbu y. Kemudian dari nilai tersebut didapat persamaan 2.29 sehingga bisa didapat besarnya perpindahan roller berdasarkan lintasan II (x_2).



Gambar 2.20 Lintasan Linier atau Lintasan I^[8]



Gambar 2.21 Lintasan II^[8]

Pergeseran Variator pulley adalah sejauh $\Delta x \text{ driver}$ yaitu :
 $\Delta x \text{ driver} = x_2 - x_1$ (2.27)

Persamaan lintasan I adalah :

$$\tan \theta = \frac{y}{-x}, \text{ dimana } \theta = 60^\circ$$

$$\text{Jadi } x_1 = -\frac{y}{\sqrt{3}} \quad (2.28)$$

Sedangkan persamaan lintasan II adalah :

$$(7.5 - x_2)^2 + (y + 12.9)^2 = 15^2$$

$$x_2^2 - 15x_2 + 56.25 + (y + 12.9)^2 = 15^2$$

$$x_2^2 - 15x_2 + (y^2 + 25,89) - 2,4 = 0 \quad (2.29)$$

Dari persamaan (2.29) dengan menggunakan rumus ABC maka didapat :

$$x_2 = \frac{15 - \sqrt{234,6 - (4y^2 + 103,56)}}{2} \quad (2.30)$$

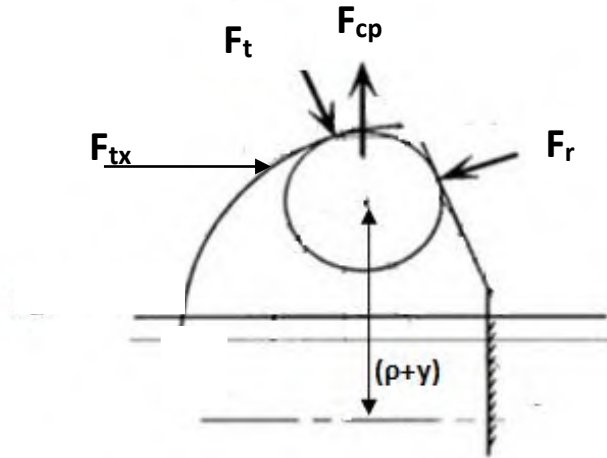
Dengan mensubstitusikan persamaan (2.28) dan (2.30) ke persamaan (2.27) didapat:

$$\Delta x \text{ driver} = \left(\frac{15 - \sqrt{234,6 - (4y^2 + 103,56)}}{2} \right) + \frac{y}{\sqrt{3}} \quad (2.31)$$

➤ Diagram benda bebas roller CVT

Pada roller penggerak terdapat banyak gaya yang terjadi. Gaya tersebut ada karena adanya pergerakan dari roller. Hal ini berpengaruh terhadap pergerakan pulley penggerak terhadap

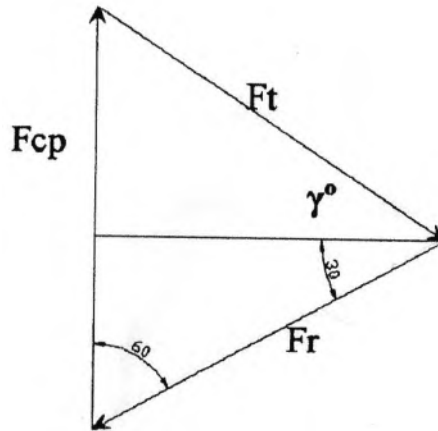
sumbu x. Gaya-gaya tersebut dapat dilihat pada gambar 2.22. Dan untuk menghitung Untuk menghitung besarnya harga F_t pada tiap titik garis singgung kurva lingkaran kita dapat menggunakan rumusan sesuai dengan poligon segitiga gaya seperti gambar 2.23.



Gambar 2.22 Free body diagram roller CVT

Dimana:

- F_{cp} = Gaya sentrifugal
- F_t = Gaya reaksi variator pulley karena pengaruh gaya sentrifugal
- F_{tx} = Gaya reaksi F_t arah sumbu x
- F_r = Gaya reaksi plat penahan ketika roller bergerak
- ρ = Radius putar awal
- y = Perubahan jarak titik pusat roller dari posisi awal ke posisi akhir secara vertikal



Gambar 2.23 Poligon segitiga gaya^[8]

Dimana:

γ = sudut antara F_{tx} dan F_t

Berdasarkan gambar 2.23 didapatkan :

$$\frac{F_t}{\sin 60^\circ} = \frac{F_{cp}}{\sin(30^\circ + \gamma^\circ)}$$

$$F_t = \frac{F_{cp} \times \sin 60^\circ}{\sin(30^\circ + \gamma^\circ)} \quad (2.32)$$

F_{cp} adalah gaya sentrifugal

$$F_{cp} = m\omega^2(\rho + y) \quad (2.33)$$

Dimana :

m = massa roller

ω = kecepatan sudut ($\frac{\text{rad}}{\text{detik}}$)

Untuk mendapatkan harga F_{tx} pada tiap titik singgung dapat digunakan persamaan sebagai berikut :

$$F_{tx} = \frac{F_{cp} \times \sin 60^\circ}{\sin(30^\circ + \gamma^\circ)} \times \cos \gamma^\circ \quad (2.34)$$

Dengan mensubstitusikan persamaan (2.33) ke persamaan (2.34), maka :

$$F_{tx} = \frac{m\omega^2(p+y) \times \sin 60^\circ}{\sin(30^\circ + \gamma^\circ)} \times \cos \gamma^\circ$$

$$F_{tx} = \frac{m\omega^2(p+y) \times \sin 60^\circ}{\sin 30^\circ \times \cos \gamma^\circ + \cos 30^\circ \times \sin \gamma^\circ} \times \cos \gamma^\circ$$

Berdasarkan gambar 2.23 didapatkan $\cos \gamma^\circ = \frac{7.5-x_2}{15}$ dan $\sin \gamma^\circ = \frac{12.9+y}{15}$ maka didapat :

$$F_{tx} = \frac{m\omega^2(p+y) \times \sin 60^\circ}{\sin 30^\circ \times (\frac{7.5-x_2}{15}) + \cos 30^\circ \times (\frac{12.9+y}{15})} \times (\frac{7.5-x_2}{15})$$

Karena jumlah roller penggerak Variator Driver Pulley adalah 6 buah maka :

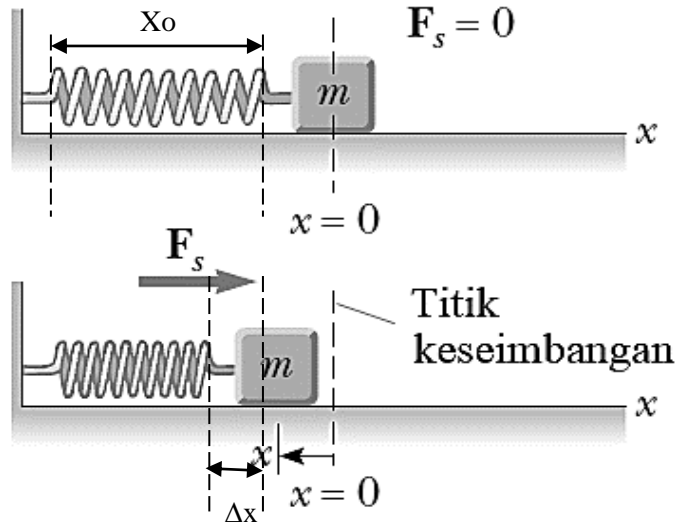
$$F_{tx_{total}} = \frac{6 \times m\omega^2(p+y) \times \sin 60^\circ}{\sin 30^\circ \times (\frac{7.5-x_2}{15}) + \cos 30^\circ \times (\frac{12.9+y}{15})} \times (\frac{7.5-x_2}{15}) \quad (2.35)$$

2.10.3 Analisa Gaya Pada Pegas Penggerak

➤ Gaya Pada Elemen Pegas Heliks Tekan

Gaya axial yang dihasilkan oleh *roller* sentrifugal pada *driver pulley* diteruskan oleh V-belt ke *driven pulley*, ($1/2 N'$). Gaya axial tersebut akan mendapat perlawanan oleh gaya aksial pegas pada *driven pulley* (F_{pegas}). ketika kedua gaya tersebut

setimbang, maka gerakan berada dalam kondisi *steady state*. Gaya-gaya tersebut dapat dilihat pada gambar 2.24.



Gambar 2.24 Free Body Diagram Pegas^[8]

Berdasarkan gambar 2.24 didapatkan persamaan :

$$\begin{aligned} F_{pegas} &= k \cdot x \\ F_{pegas} &= k \cdot (x_0 - \Delta x) \end{aligned} \quad (2.36)$$

Dimana:

F_{pegas} = gaya pegas

x_0 = jarak awal pulley bergerak dengan penahan pegas

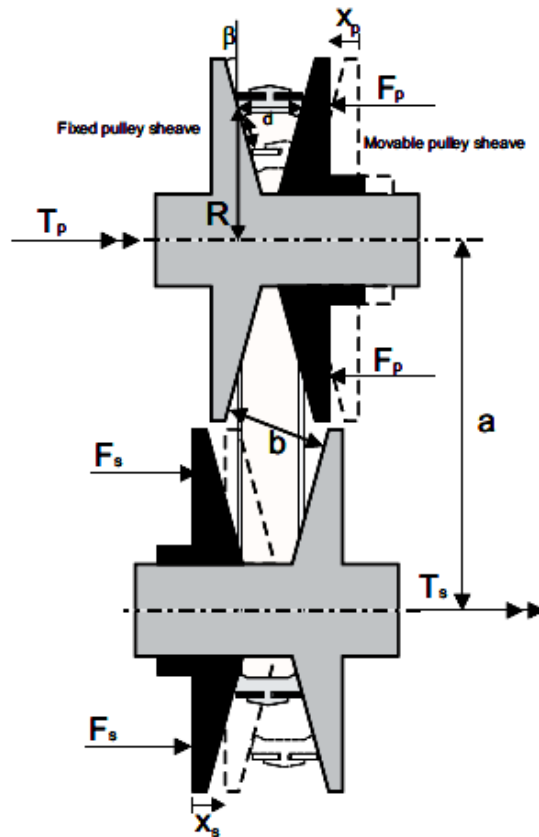
x = jarak akhir pulley bergerak dengan penahan pegas ketika terjadi perubahan radius pulley

Δx = jarak perpindahan pulley bergerak ke arah sumbu x

K = konstanta pegas

2.10.4 Diagram benda bebas pada pulley

Diagram benda bebas pada pulley yang ditunjukkan pada gambar 2.25 adalah sistem kerja cvt yang merupakan arah gaya-gaya reaksi dari tiap-tiap komponen untuk mentransmisikan tenaga dari engine ke roda. Arah gerakannya berdasarkan arah perpindahan pulley dan besarnya radius pulley yang diakibatkan pergerakan belt secara keseluruhan. Sistem tersebut dapat dilihat sebagai berikut:



Gambar 2.25 Diagram benda bebas pada pulley^[8]

Dimana :

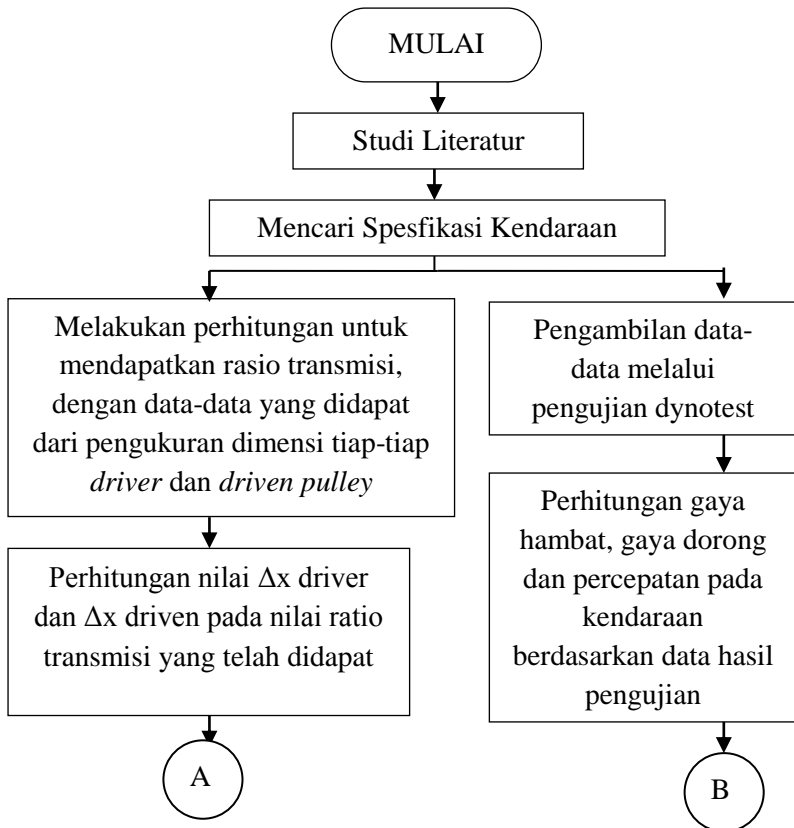
T_p	= Torsi input pada driver pulley
T_s	= Torsi output dari driven pulley
F_p	= Gaya tekan oleh roller pada driver pulley
F_s	= Gaya tekan oleh pegas pada driven pulley
x_p	= Perpindahan driver pulley
x_s	= Perpindahan driven pulley
D	= Lebar belt
β	= Sudut groove pulley
a	= Jarak antar pusat pulley
b	= Jarak antar pulley statis

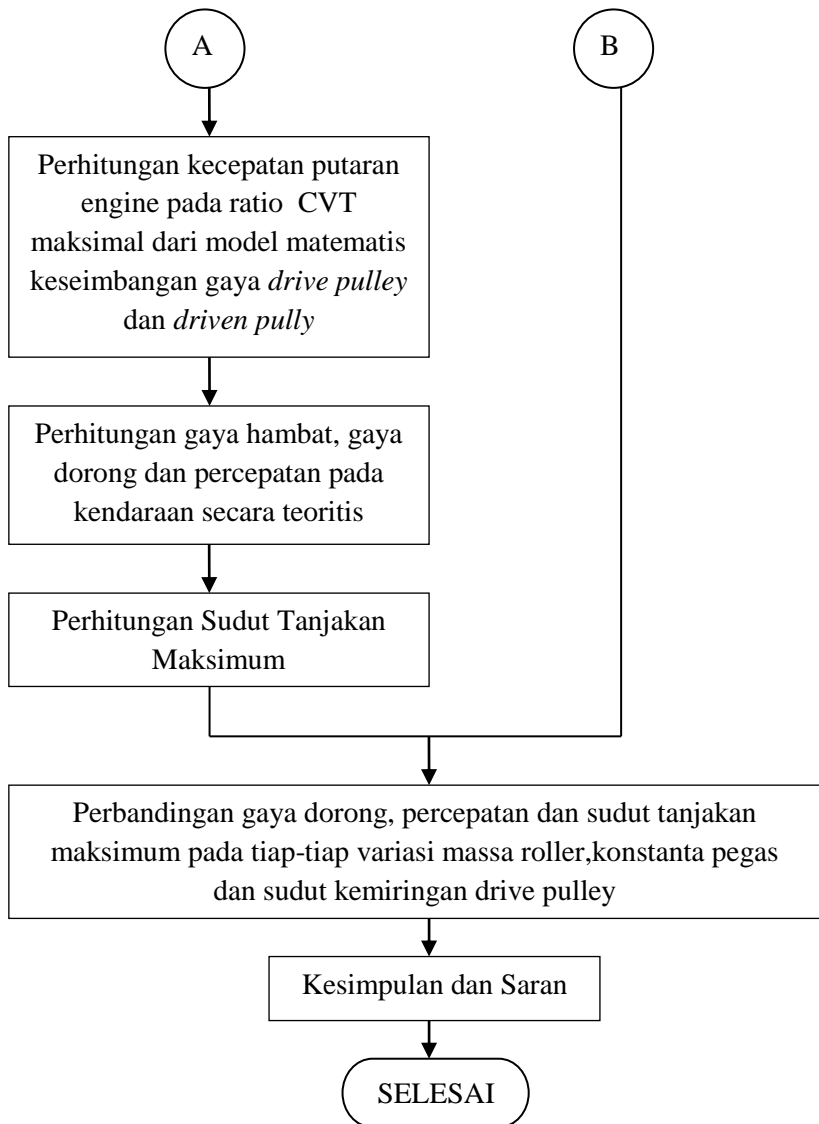
BAB III METODOLOGI PENELITIAN

3.1 Identifikasi Masalah

Dalam penelitian tugas akhir ini, masalah-masalah yang dikaji adalah mengenai pengaruh kombinasi perubahan massa roller, kekakuan pegas dan sudut kemiringan *Drive Pulley* pada transmisi CVT terhadap percepatan, gaya dorong dan kemampuan sudut tanjak maksimum (θ maks).

3.2 Diagram Alir Tugas Akhir Secara Umum





Gambar 3.1 Diagram alir Tugas Akhir secara umum

3.2.1 Melakukan perhitungan secara teoritis

Untuk mendapatkan harga sudut tanjakan maksimum sesuai dengan data-data yang dihitung secara teoritis maka pertama mencari perhitungan rasio transmisi untuk mendapatkan nilai Δx driver dan Δx driven. Lalu dilakukan perhitungan kecepatan putaran engine pada ratio CVT maksimal. Kemudian dari hasil perhitungan tersebut bisa dihitung gaya hambat, gaya dorong, dan percepatan pada kendaraan. Sehingga diperoleh nilai θ_{max} (sudut tanjak maksimum).

3.2.2 Melakukan perhitungan secara eksperimen

Untuk memperoleh data pada perhitungan secara eksperimen, maka pertama yang dilakukan adalah pengujian dynotest pada kendaraan. Lalu berdasarkan hasil pengujian pada dynotest yang berupa torsi dan kecepatan, maka bisa dihitung gaya hambat, gaya dorong, dan percepatan pada kendaraan.

Setelah melakukan semua perhitungan dan eksperimen lalu membandingkan gaya dorong, percepatan dan sudut tanjakan maksimum pada tiap-tiap variasi massa roller, konstanta pegas dan sudut kemiringan drive pulley untuk mendapatkan kombinasi yang tepat dari ketiga variasi tersebut.

3.3 Peralatan yang digunakan

Beberapa peralatan yang digunakan dalam penelitian ini adalah :

1. Kendaraan Yamaha Mio Sporty 110cc



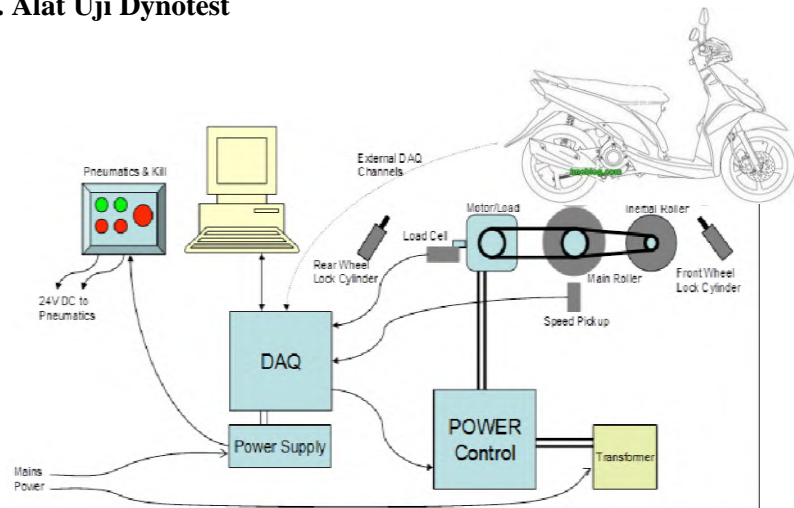
Gambar 3.2 Yamaha Mio Sporty 110cc

Tabel 3.1 Spesifikasi Mesin Yamaha Mio Sporty 110cc

MESIN	
Tipe Mesin	4 langkah, SOHC 2-Klep pendingin udara
	AIS (Air Induction System) EURO 2 Ready
Diameter x Langkah	50.0 x 57.9 mm
Volume Silinder	113.7 CC
Perbandingan Kompresi	8.8 : 1
Kopling	Kering, Sentrifugal Otomatis
Susunan Silinder	Tunggal
Karburator	NCV24x1 (Keihin)
Sistem Pengapian	DC-CDI
Pelumas	Wet Sump
Kapasitas Oli Mesin	0.9 Liter
Transmisi	V-Belt Otomatis
Rasio CVT	2.399 – 0.829
Rasio Final Drive	10.153 : 1
Caster / Trail	26.5 derajat/ 100 mm
Sistem Rem Depan	Hydraulic Single Disc
Rem Belakang	Drum
CHASIS	
Berat Kosong	87 Kg
Tipe Rangka	Steel Tube
Kapasitas Tangki	3,7 Liter
Jarak Sumbu Roda	1,240 mm
Jarak ke Tanah	130 mm
Tinggi Duduk	745 mm
SUSPENSI / BAN	
Suspensi Depan	Teleskopik
Suspensi Belakang	Teleskopik
Ukuran Ban Depan	70/90-14MC 34P
Ban Belakang	80/90-14MC 34P

PERFORMA	
Dimensi (P x L x T)	1,820 x 675 x 1,050 mm
Sistem Starter	Kick & Electric
Daya Maksimum	6.54 Km (8.9 ps) / 8,000 rpm
Torsi Maksimum	7.84 Nm (0.88 kgf.m) / 7,000 rpm

2. Alat Uji Dynotest



Gambar 3.3 Set Up Dynotest Torsi Kendaraan^[13]

Set up untuk pengujian Torsi Roda kendaraan bisa dilihat pada gambar 3.3 dimana pengujian dilakukan. Sebelum dilakukan pengujian, kendaraan dipasang roller, pegas CVT dan driver pulley dengan variasi yang telah ditentukan. Hal ini dilakukan dengan 8 kali pengujian dengan variasi yang berbeda.

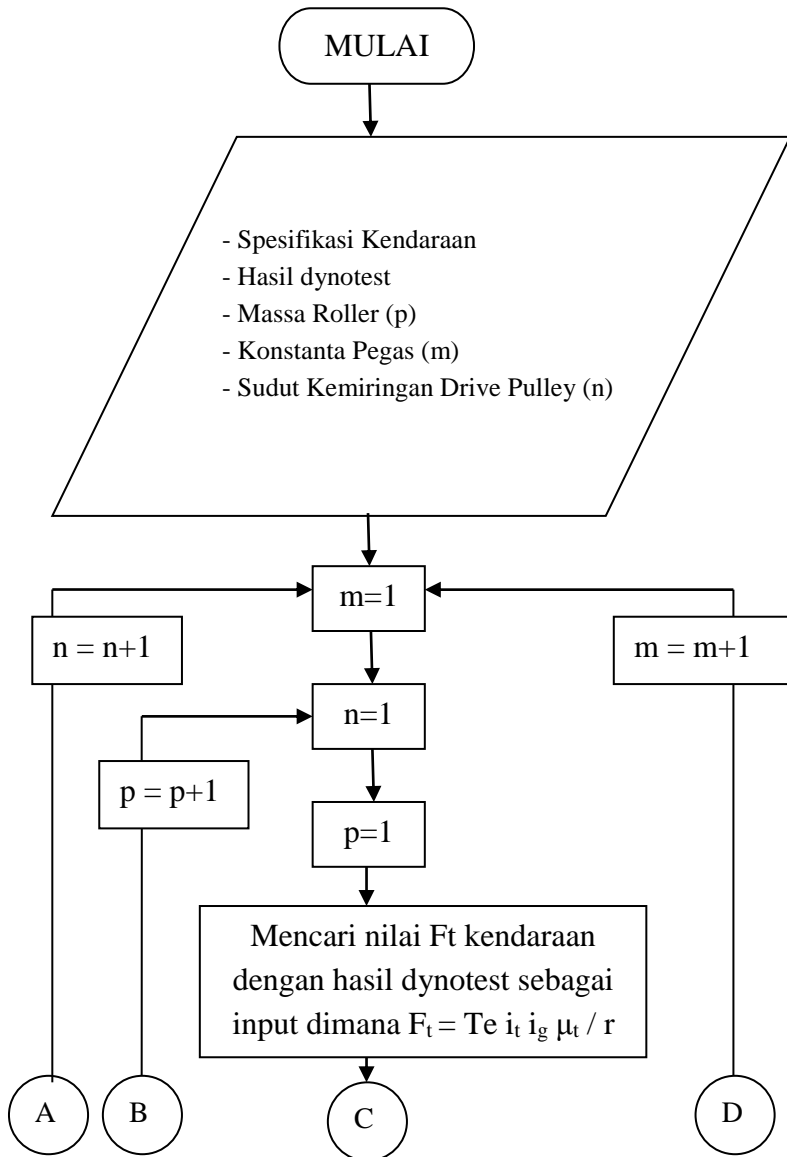
Skema pengujian Torsi Roda kendaraan bisa dilihat pada gambar 3.4. Awalnya kendaraan harus di set pada alat *dynotest*. Kendaraan harus diikat dengan sabuk pengaman agar tidak

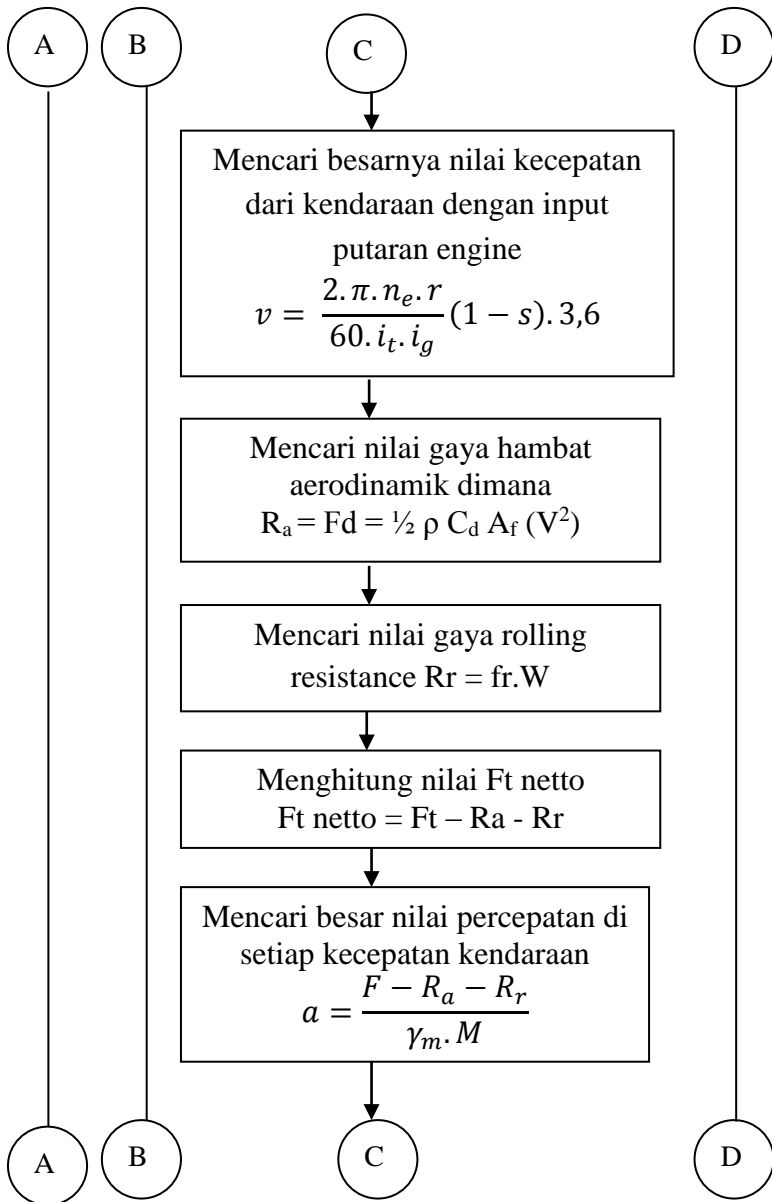
mengalami guncangan dan pergeseran saat pengujian. Selanjutnya diukur ΔR *driver pulley* (R_1), ΔR *driven pulley* (R_2), pergeseran arah aksial *driver pulley* (Δx_1), pergeseran arah aksial *driven pulley* (Δx_2). Alat *dynotest* dinyalakan dan parameter rasio dimasukkan. Pada pengujian diatur putaran gas hingga mencapai kisaran 1650 RPM yaitu pada putaran stationer sebelum roller bergerak menekan *driver pulley*, setelah itu langsung menekan tombol untuk mencatat hasil *dynotest*. Throttle dibuka seratus persen dan tinggal menunggu output dari alat *dynotest* berupa Torsi Roller sebagai putaran dari mesin itu sendiri.

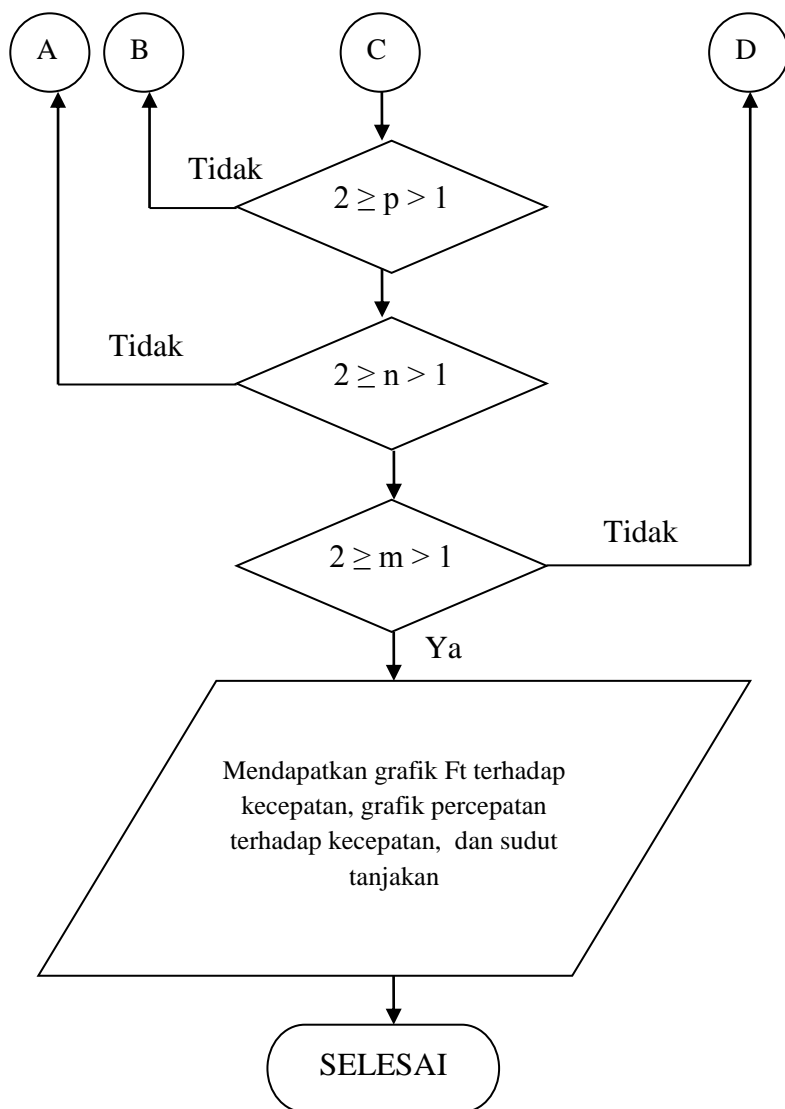


Gambar 3.4 Skema Pengujian Torsi sebagai Fungsi Putaran

3.4 Diagram Alir Perhitungan Secara Eksperimen







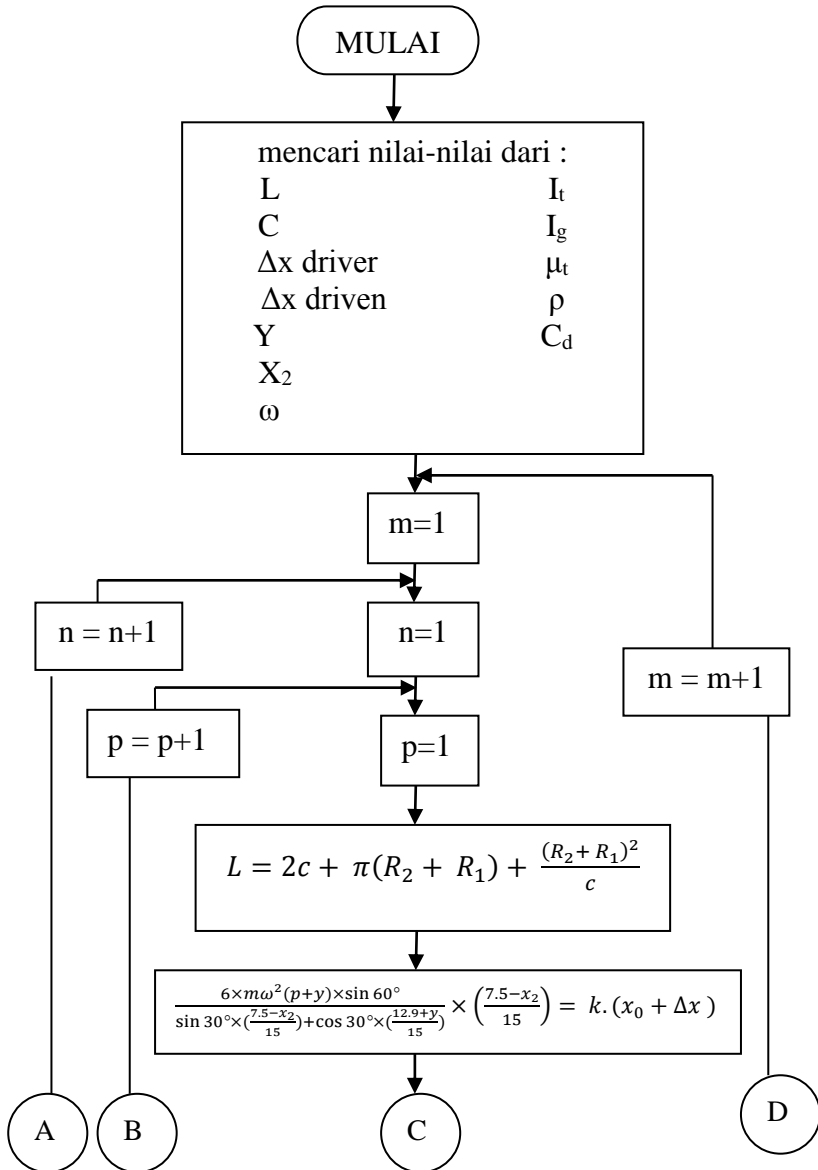
Gambar 3.5 Diagram alir perhitungan secara eksperimen

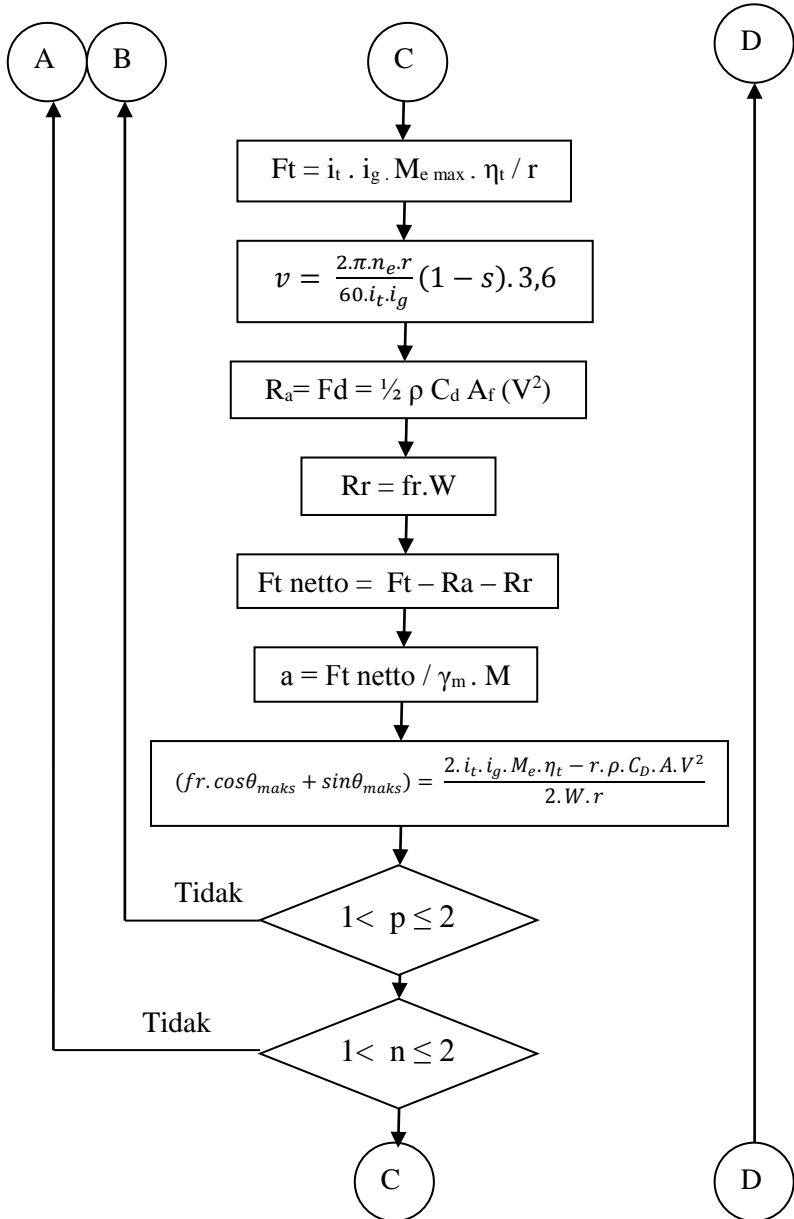
Di bawah ini adalah penjelasan dari diagram alir mengenai tahap perhitungan secara eksperimen.

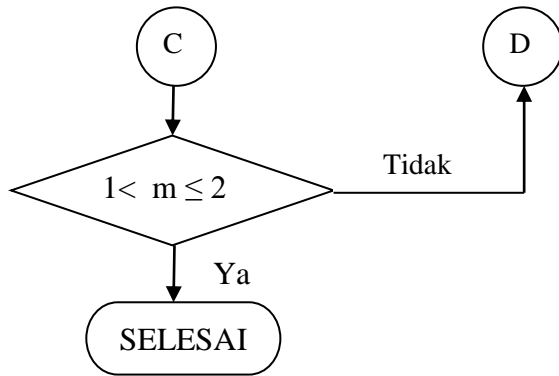
1. Mencari spesifikasi kendaraan, nilai konstanta pegas, massa roller dan sudut kemiringan drive pulley yang akan di variasikan serta melakukan pengujian dynotest dengan variasi pertama.
2. Melakukan Set up kendaraan. Set up kendaraan ini digunakan untuk setiap variasi kombinasi dari massa roller, pegas dan sudut kemiringan drive pulley dimana pengujian dilakukan langsung pada roda. proses pengujian dynotest ini dengan menahan ban depan serta sisi kanan dan kiri dari kendaraan sebagai sistem keamanan pengujian. Kondisi ban diharapkan dalam keadaan masih bagus dan tekanan ban standar. Diharapkan tidak terjadi slip antara roda dengan roller alat uji *dynotest*.
3. Mencari nilai gaya dorong pada kendaraan ini didapatkan dari data pengujian dynotest, data berupa nilai Torsi engine dikonversikan menjadi nilai gaya dorong pada kendaraan dengan menggunakan persamaan (2.6)
4. Dengan data putaran engine dari pengujian dynotest bisa didapatkan nilai kecepatan kendaraan dengan menggunakan persamaan (2.16)
5. Setelah didapatkan nilai dari kecepatan kendaraan dan beberapa data dari spesifikasi kendaraan dan studi literatur, dapat diketahui gaya hambat aerodinamik dengan menggunakan persamaan (2.8)
6. Nilai gaya rolling resistance juga dapat didapatkan dengan persamaan (2.9), dimana sebelumnya mencari nilai dari f_r dengan menggunakan data kecepatan hasil tahap 4 pada pengujian.
7. Menghitung nilai F_t netto dengan mengurangi nilai gaya dorong (F_t) dengan nilai hambatan rolling dan gaya hambat aerodinamik.
8. Mencari nilai percepatan dengan memanfaatkan nilai F_t netto, sesuai dengan persamaan (2.13)

9. Lakukan tahap 1-7 dengan mengganti variasi massa roller, konstanta pegas dan sudut kemiringan drive pulley sesuai dengan variasi pengujian.
10. Gabungkan data gaya dorong bersih dan kecepatan menjadi grafik gaya dorong terhadap fungsi kecepatan
11. Buat grafik percepatan terhadap fungsi kecepatan
12. Dapatkan nilai sudut tanjakan maksimal berdasarkan nilai gaya dorong yang terbaik dengan menggunakan persamaan (2.20).

3.5 Diagram Alir Perhitungan Secara Teoritis







Gambar 3.6 Diagram alir perhitungan secara teoritis

Gaya dorong dan percepatan yang dapat dihasilkan oleh kendaraan secara teoritis dimulai dengan mencari nilai-nilai dari L , C , Δx driver, Δx driven, Y , X_2 , ω , I_t , I_g , μ_t , ρ , C_d , A_f . Lalu dengan variasi pertama lakukan tahap perhitungan teoritis seperti dibawah ini :

1. Mencari nilai dari perubahan jarak pulley bias(Δx) maksimal baik pada driver maupun pada driven dengan menggunakan persamaan (2.33)
2. Mencari nilai putaran engine minimal pada saat mencapai ratio CVT maksimal, dengan persamaan keseimbangan gaya.
3. Menghitung nilai rasio transmisi tiap putaran rpm engine dengan menggunakan metode interpolasi.
4. Menghitung nilai gaya dorong dengan melihat grafik karakteristik mesin berupa torsi mesin dan dimasukkan pada persamaan (2.6)
5. Menghitung nilai kecepatan kendaraan dengan melihat grafik karakteristik mesin berupa putaran mesin dan dimasukkan pada persamaan (2.16)

6. Menghitung nilai gaya hambat aerodinamik dan gaya rolling resistance sesuai dengan persamaan (2.8) dan (2.9)
7. Hitung nilai gaya dorong bersih dengan mengurangi nilai gaya dorong dengan gaya hambatnya
8. Lakukan tahap 1-6 dengan variasi kombinasi massa roller, konstanta pegas dan sudut kemiringan drive pulley.

3.6 Tabel Urutan Pengujian

Berikut ini adalah urutan pengujian yang dilakukan berdasarkan variasi yang telah ditentukan.

Tabel 3.2 Tabel Urutan Pengujian

Variasi	KOMBINASI			RADIUS PULLEY			
	Konstanta Pegas (N/mm)	Sudut Pulley (°)	Massa Roller (gram)	R1-0 (mm)	R1-1 (mm)	R2-0 (mm)	R2-1 (mm)
A	7,5	13,5	9				
B	7,5	13,5	11				
C	7,5	13	9				
D	7,5	13	11				
E	8,2	13,5	9				
F	8,2	13,5	11				
G	8,2	13	9				
H	8,2	13	11				

BAB IV ANALISA DATA DAN PEMBAHASAN

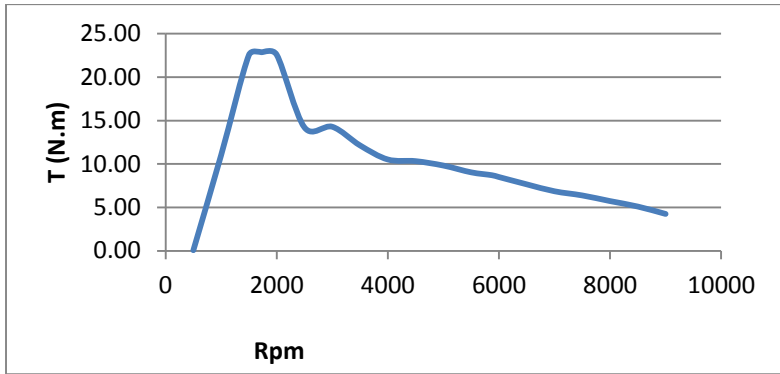
4.1. Hasil Dynotest Kendaraan

Pada penelitian ini diperlukan beberapa data untuk pengolahan analisa baik teoritis maupun eksperimen yang dapat diperoleh dari perhitungan manual ataupun dari sumber yang lain. Data radius awal dan akhir pada driver dan driven pulley untuk analisa eksperimen didapatkan melalui pengukuran secara manual dapat dilihat pada tabel 4.1, sedangkan data karakteristik torsi vs putaran mesin untuk analisa teoritis diperoleh dari hasil pengujian dyno test yang ditunjukkan pada gambar 4.1.

Tabel 4.1 Data radius pulley

Variasi	Kombinasi			Radius Pulley			
	K pegas (N/mm)	Sudut Pulley	Massa Roller	R1-0 (mm)	R1-1 (mm)	R2-0 (mm)	R2-1 (mm)
A	7.5	13.5°	9 gr	18	31	36	23
B	7.5	13.5°	11 gr	21	34	40	27
C	7.5	13°	9 gr	19	32	39	25
D	7.5	13°	11 gr	16	29	35	21
E	8.2	13.5°	9 gr	20	33	40	27
F	8.2	13.5°	11 gr	22	34	41	29
G	8.2	13°	9 gr	20	32	39	28
H	8.2	13°	11 gr	19	33	40	25

Pada gambar 4.1 memperlihatkan grafik torsi engine vs rpm. Data torsi dan rpm didapatkan dari pengujian dynotest. Data berupa keluaran torsi engine dynamometer yang nantinya nilai torsi akan digunakan secara teoritis untuk mencari nilai gaya dorong, sedangkan rpm digunakan untuk mencari nilai dari kecepatan kendaraan.



Gambar 4.1 Karakteristik Torsi Mesin Mio Sporty 110

4.2 Contoh Perhitungan Pada Continuous Variable Transmission

4.2.1. Perhitungan Teoritis

➤ Perhitungan nilai Δx driver dan Δx driven Pada Harga Rasio Transmisi 2,399 dan 0,829

Untuk mengetahui nilai Δx driver dan Δx driven dari sistem transmisi CVT ini adalah dengan menggunakan persamaan 2.19

$$L = 2c + \pi(R_2 + R_1) + \frac{(R_2 + R_1)^2}{c}$$

Pada ratio transmisi 2,399 maka nilai $R_2 = 2,399 R_1$, sehingga :

$$760 = 2.285 + \pi(2,399 R_1 + R_1) + \frac{(2,399 R_1 + R_1)^2}{285}$$

$$R_{1-0} = 16,73 \text{ mm}$$

$$R_{2-0} = 2.399 \cdot R_{1-0}$$

$$R_{2-0} = 2.399 \cdot 16.73 \text{ mm}$$

$$R_{2-0} = 40.13 \text{ mm}$$

Pada ratio transmisi 0,829 maka nilai $R_2 = 0,829 R_1$, sehingga :

$$760 = 2.285 + \pi(0,829 R_1 + R_1) + \frac{(0,829 R_1 + R_1)^2}{285}$$

$$R_{1-1} = 31,11 \text{ mm}$$

$$R_{2-1} = 0,829 \cdot R_{1-1}$$

$$R_{2-1} = 0,829 \cdot 31,11 \text{ mm}$$

$$R_{2-1} = 25,79 \text{ mm}$$

Dengan menggunakan persamaan (2.26a), maka :

Untuk $\beta = 13,5^\circ$

$$\Delta x_{driver} = \tan \beta \cdot \Delta R_1$$

$$\Delta x_{driver} = \tan \beta \cdot (R_{1-1} - R_{1-0})$$

$$\Delta x_{driver} = \tan 13,5^\circ \cdot (31,11 - 16,73)$$

$$\Delta x_{driver} = 3,45 \text{ mm}$$

Untuk $\beta = 13^\circ$

$$\Delta x_{driver} = \tan \beta \cdot \Delta R_1$$

$$\Delta x_{driver} = \tan \beta \cdot (R_{1-1} - R_{1-0})$$

$$\Delta x_{driver} = \tan 13^\circ \cdot (31,11 - 16,73)$$

$$\Delta x_{driver} = 3,32 \text{ mm}$$

Dengan menggunakan persamaan (2.26b), maka :

Untuk $\beta = 13,5^\circ$

$$\Delta x_{driven} = \tan \beta \cdot \Delta R_2$$

$$\Delta x_{driven} = \tan \beta \cdot (R_{2-0} - R_{2-1})$$

$$\Delta x_{driven} = \tan 13,5^\circ \cdot (40,13 - 25,79)$$

$$\Delta x_{driven} = 3,44 \text{ mm}$$

Untuk $\beta = 13^\circ$

$$\Delta x_{driven} = \tan \beta \cdot \Delta R_2$$

$$\Delta x_{driven} = \tan \beta \cdot (R_{2-0} - R_{2-1})$$

$$\Delta x_{driven} = \tan 13^\circ \cdot (40,13 - 25,79)$$

$$\Delta x_{driven} = 3,31 \text{ mm}$$

➤ **Perhitungan Kecepatan Putaran Engine Pada Rasio CVT 2,399 dan 0,829**

- Mencari nilai y untuk $\beta = 13,5^\circ$

Nilai y diketahui dengan menggunakan persamaan (2.31)

$$\Delta x_{driver} = \left(\frac{15 - \sqrt{234,6 - (4y^2 + 103,56)}}{2} \right) + \frac{y}{\sqrt{3}}$$

$$3,45 = \left(\frac{15 - \sqrt{234,6 - (4y^2 + 103,56)}}{2} \right) + \frac{y}{\sqrt{3}}$$

$$y = 3,62 \text{ mm}$$

- Mencari nilai y untuk $\beta = 13^\circ$

$$\Delta x_{driver} = \left(\frac{15 - \sqrt{234,6 - (4y^2 + 103,56)}}{2} \right) + \frac{y}{\sqrt{3}}$$

$$3,32 = \left(\frac{15 - \sqrt{234,6 - (4y^2 + 103,56)}}{2} \right) + \frac{y}{\sqrt{3}}$$

$$y = 3,54 \text{ mm}$$

- Mencari nilai x_2 untuk $\beta = 13,5^\circ$

$$x_2 = \frac{15 - \sqrt{234,6 - (4y^2 + 103,56)}}{2}$$

$$x_2 = 1,84$$

- Mencari nilai x_2 untuk $\beta = 13^\circ$

$$x_2 = \frac{15 - \sqrt{234,6 - (4y^2 + 103,56)}}{2}$$

$$x_2 = 1,62$$

- Dengan persamaan keseimbangan gaya, dapat diketahui kecepatan putaran engine pada ratio CVT 2,399 dan 0,829 .

➤ Pada Kombinasi massa roller 9 gram, sudut pulley 13,5° dan konstanta pegas 7,5 N/mm

$$Ftx_{total} = F_{pegas}$$

$$\frac{6 \times m \omega^2 (p + y) \times \sin 60^\circ}{\sin 30^\circ \times \left(\frac{7,5 - x_2}{15}\right) + \cos 30^\circ \times \left(\frac{12,9 + y}{15}\right)} \times \left(\frac{7,5 - x_2}{15}\right) = k. (x_0 + \Delta x \text{ driven})$$

$$\frac{6 \times 9 \times \omega^2 (20 + 3,62) \times 0,866}{0,5 \times \left(\frac{7,5 - 1,84}{15}\right) + 0,866 \times \left(\frac{12,9 + 3,62}{15}\right)} \times \left(\frac{7,5 - 1,84}{15}\right) = 7,5 \times 10^6. (35 + 3,44)$$

$$\omega = 8488,579 \text{ rpm}$$

Nilai kecepatan putaran engine tiap-tiap kombinasi massa roller dan konstanta pegas pada ratio CVT 2,399 dan 0,829 dapat dilihat pada tabel 4.2.

Tabel 4.2 nilai putaran engine tiap kombinasi

Variasi	K (N/mm)	β (°)	m (gr)	ω (rpm)
A	7.5	13.5	9	8488.57926
B	7.5	13.5	11	7678.20884
C	7.5	13	9	8338.17578
D	7.5	13	11	7542.16377
E	8.2	13.5	9	8875.87756
F	8.2	13.5	11	8028.53333
G	8.2	13	9	8718.6118
H	8.2	13	11	7886.2811

➤ **Perhitungan harga gaya dorong pada kombinasi massa roller 9 gram, sudut pulley 13,5 °dan konstanta pegas 7,5 N/mm pada saat putaran engine 4000 rpm**

- Ratio transmisi putaran 4000 rpm

$$\frac{8488,579 - 1650}{8488,579 - 4000} = \frac{0,829 - 2,399}{0,829 - i_t}$$

$$i_t = 1,85$$

- Kecepatan kendaraan

$$v = \frac{2\pi \times \text{rpm} \times r \times (1-s) \times 3.6}{i_t \times i_g \times 60}$$

$$v = \frac{2\pi \times 4000 \times 0.38 \times (1-3\%) \times 3.6}{1,85 \times 10,153 \times 60}$$

$$v = 29,57 \frac{\text{km}}{\text{jam}}$$

- Gaya dorong pada roda

$$F_t = \frac{T_e \times i_t \times i_g \times \mu_t}{r} ; \mu_t = 92\%$$

$$F_t = \frac{10,52 \text{ Nm} \times 1,85 \times 10,153 \times 92\%}{0.38 \text{ m}}$$

$$F_t = 478,52 \text{ N}$$

- Koefisien hambatan rolling

$$f_r = 0,01 \left(1 + \frac{v}{100} \right)$$

$$f_r = 0,01 \left(1 + \frac{29,57}{100} \right)$$

$$f_r = 0,012957$$

- Hambatan rolling

$$R_r = f_r \cdot W$$

$$R_r = 0,012957 \times 157 \times 9,81$$

$$R_r = 19,9559$$

- Gaya hambat aerodinamis

$$R_a = F_d = \frac{1}{2} \rho C_d A_f (V^2)$$

$$R_a = F_d = \frac{1}{2} \times 1,23 \text{ kg/m}^2 \times 1,8 \times (0,8 \text{ m}^2/3) \times (6 \text{ m/s})^2$$

$$R_a = F_d = 31,8816 \text{ N}$$

- Gaya dorong bersih

$$F_{t \text{ netto}} = F_t - R_r - R_a$$

$$F_{t \text{ netto}} = 478,52 - 0,012957 - 31,8816$$

$$F_{t \text{ netto}} = 426,68 \text{ N}$$

- Percepatan yang dihasilkan

$$a = \frac{F - R_a - R_r}{\gamma_m \cdot M}$$

$$a = \frac{426,68}{1,113 \times 157}$$

$$a = 2,4418 \text{ m/s}^2$$

- Sudut tanjakan maksimum yang mampu ditempuh

$$(f r \cdot \cos \theta_{maks} + \sin \theta_{maks}) = \frac{2 \cdot i_t \cdot i_g \cdot M_e \cdot \eta_t - r \cdot \rho \cdot C_D \cdot A \cdot V^2}{2 \cdot W \cdot r}$$

$$(0,012957 \cdot \cos \theta + \sin \theta) = \frac{2 \cdot 1,85 \cdot 10,153 \cdot 10,52 \cdot 92\% - 0,38 \cdot 1,23 \cdot 1,8 \cdot 0,87 \cdot 996^2}{2 \cdot 157 \cdot 9,81 \cdot 0,38}$$

$$\theta = 14,63^\circ$$

4.2.2. Perhitungan Hasil Pengujian

- Perhitungan harga rasio transmisi pada kombinasi massa roller 9 gram, sudut pulley 13,5° dan konstanta pegas 7,5 N/mm pada saat putaran engine 4000 rpm

Nilai rasio transmisi pada setiap putaran engine dapat diketahui dengan terlebih melihat rasio transmisi minimal dan maksimal. Rasio transmisi minimal serta maksimal dapat dilihat pada lampiran. Rasio transmisi tersebut didapat dari nilai radius awal dan akhir pada driver maupun driven pulley, kemudian dibagi berapa data perubahan putaran engine. Diasumsikan tiap perubahan putaran engine mengalami perubahan rasio yang sama. Pada kombinasi massa roller 9 gram, sudut pulley $13,5^\circ$ dan konstanta pegas 7,5 N/mm didapatkan nilai rasio transmisi sebesar 1,72.

➤ **Perhitungan harga gaya dorong pada kombinasi massa roller 9 gram, sudut pulley $13,5^\circ$ dan konstanta pegas 7,5 N/mm pada saat putaran engine 4000 rpm**

- Kecepatan kendaraan

$$v = \frac{2\pi \times rpm \times r \times (1-s) \times 3.6}{i_t \times i_g \times 60}$$

$$v = \frac{2\pi \times 4000 \times 0,38 \times (1-3\%) \times 3.6}{1.72 \times 10,153 \times 60}$$

$$v = 31,813 \text{ km/jam}$$

- Gaya dorong pada roda

$$F_t = \frac{T_{roller}}{R_{roller}}$$

$$F_t = \frac{79,29 \text{ Nm}}{0.126 \text{ m}}$$

$$F_t = 629,29 \text{ N}$$

- Hambatan rolling : $R_r = 0$
- Gaya hambat aerodinamis = 0 (tidak ada angin pada saat pengujian)
- Gaya dorong bersih
 $F_{t \text{ netto}} = F_t - R_r - R_a$

$$F_{t \text{ netto}} = 629,29 - 0 - 0$$

$$F_{t \text{ netto}} = 629,29 \text{ N}$$

- Percepatan yang dihasilkan

$$a = \frac{F - R_a - R_r}{\gamma_m \cdot M}$$

$$a = \frac{629,29}{1,113 \times 157}$$

$$a = 6,499 \text{ m/s}^2$$

4.3 Analisa Teoritis Perbandingan Performa Kendaraan

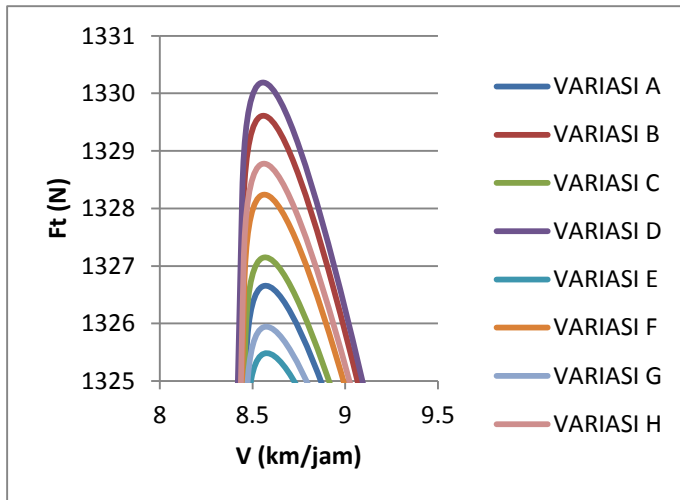
Dengan mengacu pada karakteristik torsi mesin, didapatkan nilai gaya dorong serta percepatan sebagai fungsi kecepatan pada tiap-tiap variasi kombinasi. Dengan hasil perhitungan secara analitis tersebut dapat dibandingkan performa kendaraan Yamaha Mio Sporty 110ccc dilihat dari nilai gaya dorong serta percepatannya untuk mendapatkan variasi kombinasi yang diharapkan.

4.3.1 Perbandingan Gaya Dorong Transmisi CVT Terhadap Variasi Massa Roller, Pegas dan Sudut Pulley

Gambar 4.2 menunjukkan penggunaan massa roller, sudut pulley dan konstanta pegas yang berbeda namun dalam perhitungan teoritis mempunyai pengaruh terhadap gaya dorong dari Yamaha Mio Sporty 110cc. Pada grafik tersebut juga memperlihatkan nilai gaya dorong dari kombinasi yang disarankan. Dimana dari kombinasi tersebut nilai gaya dorong terbesar pada variasi D dengan nilai sebesar 1328,24 N pada kecepatan 8,44 km/jam, kemudian setelah kecepatan tersebut gaya dorong cenderung menurun karena gaya hambat R_a maupun R_r juga semakin meningkat sehingga berpengaruh pada besarnya gaya dorong. Dan apabila nilai R_a dan R_r lebih besar dari gaya dorong maka terjadi perlambatan dan mengakibatkan

kendaraan tidak mampu melawan besarnya hambatan dan kemudian berhenti.

Proses mendapatkan gaya dorong ini dengan menggunakan persamaan (2.6). dengan input torsi mesin berdasarkan karakteristik engine, dan nilai rasio transmisi yang didapatkan dengan persamaan keseimbangan gaya. Sementara untuk kecepatan roda didapat melalui konversi RPM engine menjadi kecepatan sesuai dengan persamaan (2.16) . Setelah didapat kedua data, akan dihasilkan grafik fungsi gaya dorong sebagai fungsi dari kecepatan.



Gambar 4.2 Grafik Analisa Teoritis Perbandingan Gaya Dorong Vs kecepatan

4.3.2 Perbandingan Percepatan Transmisi CVT Terhadap Variasi Massa Roller, Pegas dan Sudut Pulley

Pada gambar 4.3 menunjukkan penggunaan massa roller, sudut pulley dan konstanta pegas yang berbeda mempunyai pengaruh terhadap percepatan dari Yamaha Mio Sporty 110cc.

Besarnya percepatan ini berbanding lurus dengan besarnya gaya dorong yang terjadi. Hal ini sesuai dengan persamaan 2.13 bahwa semakin besar gaya dorong maka percepatan yang dihasilkan akan semakin besar pula.

Pada gambar 4.3 juga memperlihatkan nilai percepatan dari kombinasi variasi D yang mempunyai percepatan terbesar dengan kombinasi massa roller 11 gr, sudut pulley 13° dan konstanta pegas 7,5 N/mm. Dimana dari kombinasi tersebut nilai percepatannya 7,28855 m/s² pada kecepatan 8,444 km/jam, kemudian setelah kecepatan tersebut nilai percepatan cenderung menurun karena semakin besar kecepatan maka torsi akan semakin menurun.

Proses mendapatkan nilai percepatan kendaraan ini dengan menggunakan persamaan (2.13). dengan input torsi dan rpm engine berdasarkan karakteristik engine, dan nilai rasio transmisi yang didapatkan dengan persamaan keseimbangan gaya. Sementara untuk kecepatan kendaraan didapat melalui konversi RPM engine menjadi kecepatan sesuai dengan persamaan (2.16) . Setelah didapat kedua data, akan dihasilkan grafik fungsi percepatan sebagai fungsi dari kecepatan.

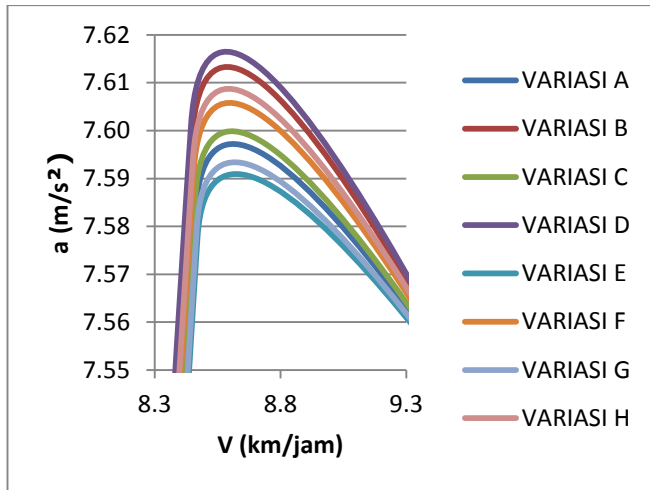
4.4 Analisa Eksperimen Perbandingan Performa Kendaraan

Pengujian dilakukan untuk mengetahui secara nyata pengaruh tiap-tiap variasi kombinasi terhadap performa kendaraan. Pengujian ini dilakukan di Laboratorium Universitas Negeri Surabaya menggunakan alat dynamometer SD 325 merk Sportdyno SP-1 V3.3 dengan Correction factor SAE JI349. Dari pengujian tersebut didapatkan nilai torsi engine, torsi roller, daya engine dan rpm roller yang kemudian dapat dikonversikan menjadi nilai gaya dorong dan nilai percepatan. Hasil tersebut sebagai acuan performa kendaraan Yamaha Mio Sporty 110cc.

4.4.1 Perbandingan Gaya Dorong Transmisi CVT Terhadap Variasi Massa Roller, Pegas dan Sudut Pulley

Gambar 4.4 menunjukkan perbandingan grafik gaya dorong vs kecepatan dengan kombinasi variasi yang telah

ditentukan. Dari gambar tersebut didapatkan bahwa variasi C dengan kombinasi massa roller 9 gram, sudut pulley 13° dan konstanta pegas 7,5 N/mm memiliki nilai gaya dorong terbesar dibandingkan dengan kombinasi yang lain. Kombinasi tersebut dapat mencapai gaya dorong maksimal sebesar 1037, 3 N pada kecepatan 15,906 km/jam. Sedangkan variasi B dengan kombinasi massa roller 11 gram, sudut pulley $13,5$ dan konstanta pegas 7,5 N/mm memiliki nilai gaya dorong terendah.. Kombinasi tersebut mencapai nilai gaya gorong sebesar 916,75 N pada kecepatan 15,906 km/jam.

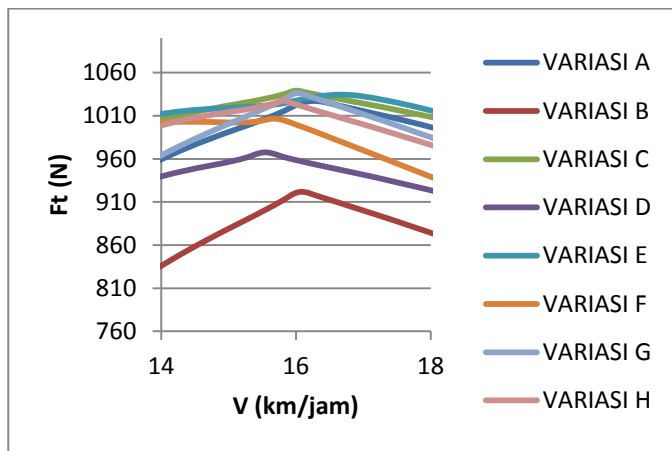


Gambar 4.3 Grafik Analisa Teoritis Perbandingan Percepatan Vs Kecepatan

Proses mendapatkan gaya dorong ini melalui uji dynotest kendaraan Yamaha Mio Sporty 110cc dengan variasi kombinasi massa roller, sudut pulley dan konstanta pegas. Data yang didapat dari dynotest berupa daya engine dan torsi roller sebagai fungsi putaran roller. Dari data ini, torsi roller dikonversikan menjadi gaya dorong (Ft) dengan menggunakan persamaan (2.6).

Sementara untuk kecepatan kendaraan didapat melalui konversi RPM roller menjadi kecepatan sesuai dengan persamaan (2.16) . Setelah didapat kedua data, maka akan dihasilkan grafik fungsi gaya dorong sebagai fungsi dari kecepatan.

Hasil pada eksperimen tidak sesuai dengan teoritis, perbedaan ini bisa terjadi karena belt yang terbuat dari rubber dapat berdefleksi secara tidak teratur karena faktor umur belt ataupun panas akibat gesekan dengan pulley, sehingga hal ini mengakibatkan gaya dorong yang dihasilkan juga berbeda.



Gambar 4.4 Grafik Analisa Eksperimen Perbandingan Gaya dorong Vs Kecepatan

4.4.2 Perbandingan Percepatan Transmisi CVT Terhadap Variasi Massa Roller, Pegas dan Sudut Pulley

Gambar 4.5 menunjukkan perbandingan grafik percepatan vs kecepatan dengan kombinasi variasi yang telah ditentukan. Dari gambar tersebut didapatkan bahwa kombinasi variasi C dengan massa roller 9 gram, sudut pulley 13° dan konstanta pegas $7,5 \text{ N/mm}$ memiliki nilai percepatan yang terbesar dibandingkan dengan kombinasi yang lain. Kombinasi tersebut dapat mencapai percepatan maksimal sebesar $10,712 \text{ m/s}^2$ pada kecepatan $15,906$

km/jam. Sedangkan variasi B dengan kombinasi massa roller 11 gram, sudut pulley 13,5 dan konstanta pegas 7,5 N/mm memiliki nilai gaya dorong terendah.. Kombinasi tersebut mencapai nilai gaya dorong sebesar $9,467 \text{ m/s}^2$ pada kecepatan 15,906 km/jam.

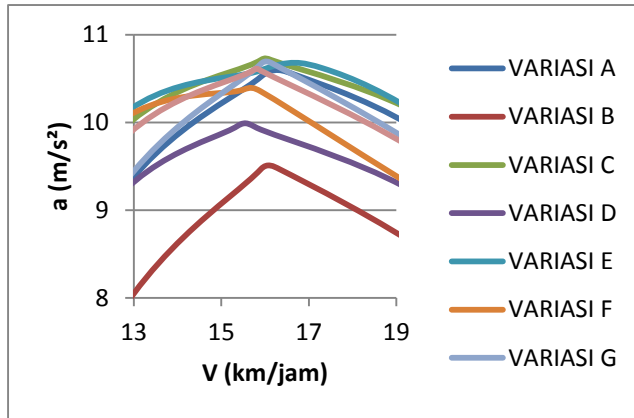
Proses mendapatkan nilai percepatan kendaraan ini dengan menggunakan persamaan (2.13). dengan input torsi, rpm roller, dan nilai rasio transmisi yang didapatkan dari hasil uji dynotest. Sementara untuk kecepatan kendaraan didapat melalui konversi RPM engine menjadi kecepatan sesuai dengan persamaan (2.16) . Setelah didapat kedua data, akan dihasilkan grafik fungsi percepatan sebagai fungsi dari kecepatan.

4.5 Perbandingan Gaya Dorong Transmisi CVT Teoritis Dan Pengujian

Gambar 4.6 menunjukkan perbandingan grafik gaya dorong vs kecepatan teoritis dan eksperimen pada variasi A dengan kombinasi massa 9 gram, sudut pulley 13,5° dan konstanta pegas 7,5 N/mm. Dari gambar tersebut didapatkan bahwa secara trendline kedua grafik cenderung sama yaitu naik pada kecepatan awal hingga kecepatan 20 km/jam kemudian turun hingga kecepatan maksimal. Akan tetapi dilihat dari nilai kedua grafik jauh berbeda, dimana nilai gaya dorong teoritis lebih besar daripada nilai gaya dorong eksperimen.

Perbedaan tersebut terjadi karena beberapa hal yaitu pada perhitungan teoritis faktor-faktor hambatan yang berpengaruh cenderung sama tiap variasi, padahal secara eksperimen banyak faktor yang mempengaruhi hasil dari data. Sehingga pada teoritis nilai gaya dorong nya lebih besar dari eksperimen. Serta kondisi kendaraan saat pengujian eksperimen juga berpengaruh besar terhadap hasil pengujian. Selain itu belt sebagai penghubung driver dan driven pulley terbuat dari rubber berdefleksi, sehingga mengakibatkan nilai rasio transmisi yang terjadi pada eksperimen berbeda dengan rasio transmisi pada analisa teoritis. Untuk mendapatkan gaya dorong pada analisa teoritis, dapat diketahui dengan menggunakan persamaan 2.6, dimana torsi engine

dikalikan dengan nilai rasio transmisi kemudian dikali rasio final drive dan efisiensi transmisi kemudian dibagi radius roda. Namun untuk mendapatkan gaya dorong pada analisa eksperimen dapat diketahui dengan torsi roda dibagi dengan radius roda.



Gambar 4.5 Grafik Analisa Eksperimen Perbandingan Percepatan Vs Kecepatan

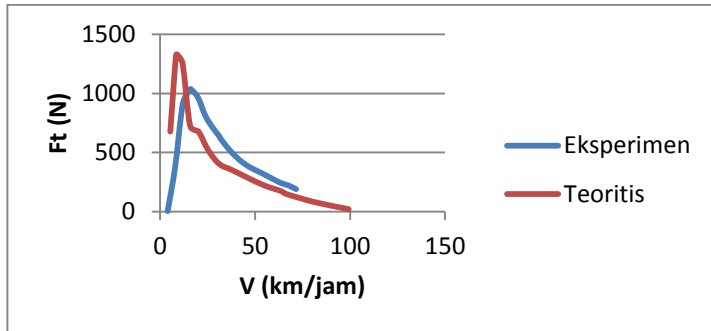
4.6 Perbandingan Efisiensi Torsi tiap variasi

Pada gambar 4.7 menunjukkan perbandingan grafik efisiensi torsi vs rpm tiap variasi. Efisiensi torsi dipengaruhi oleh besarnya torsi roda dan torsi engine, yang untuk mendapatkan besar nilai efisiensi torsi dengan cara nilai torsi roda dibagi dengan torsi engine yang didapat dari hasil uji dynotest.

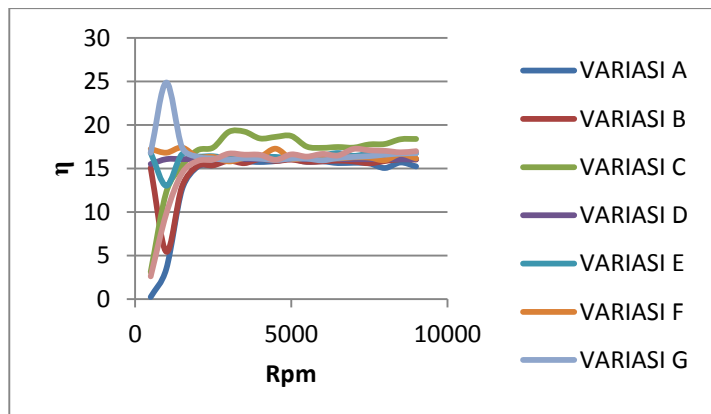
Dari gambar tersebut dapat disimpulkan bahwa variasi G dengan konstanta pegas 8,2 N/mm, sudut pulley 13° dan massa roller 9 gram cocok untuk penggunaan sepeda motor sehari-hari di perkotaan, karena efisiensi torsi sangat besar pada putaran bawah sehingga berguna untuk berakselerasi *stop and go* dalam kepadatan lalu lintas, serta membawa boncengan, dan kemampuan mananjak.

Namun untuk penggunaan sepeda motor jarak jauh atau luar kota maka yang cocok adalah variasi C dengan konstanta pegas

7,5 N/mm, sudut pulley 13° dan massa roller 9 gram karena torsi yang dihasilkan naik atau bertambah besar pada putaran menengah dan putaran atas, kemudian torsi yang dihasilkan lebih stabil pada putaran menengah dan putaran atas.



Gambar 4.6 Grafik Perbandingan Gaya dorong Vs Kecepatan Teoritis Dan Pengujian Kombinasi massa 9 gram, sudut pulley $13,5^\circ$ dan konstanta pegas 7,5 N/mm



Gambar 4.7 Grafik Perbandingan Efisiensi Torsi Vs Rpm tiap variasi

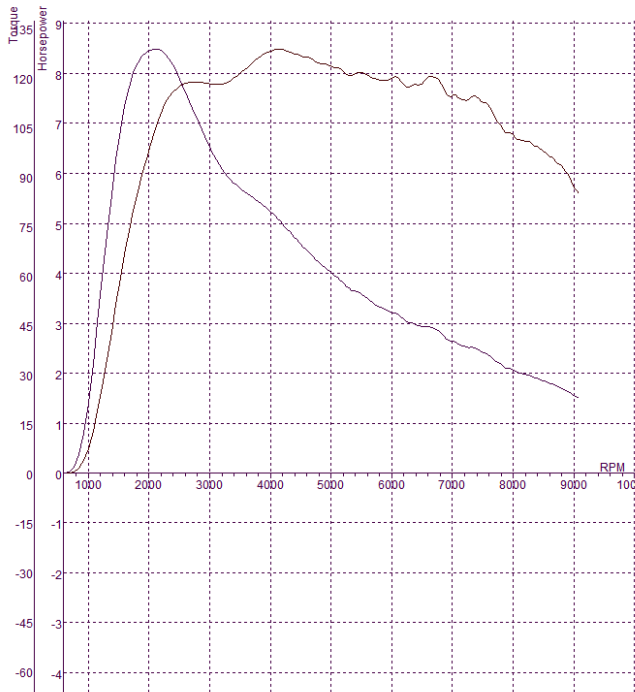
LAMPIRAN



SPORIDINO V3.3
DYNAMOMETER: SD325
ROLLER INERTIA: 1,5

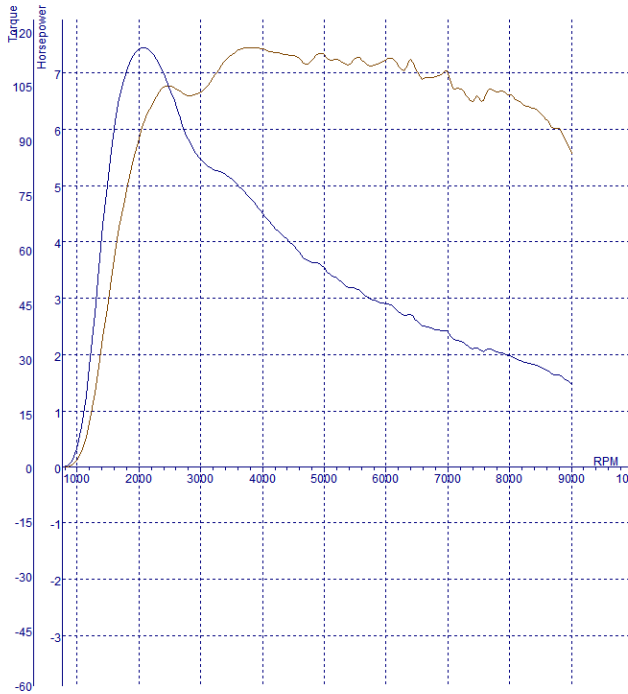
Displacement Correction
Correction Factor: SAE J1349
NOTE: Load Cell Included.
NOTE: Torque is measured at roller.

TEST NAME	MAX POWER	MAX TORQUE	Temp. °C	Humidity %	Pressure	KMH	Date/Time
YAMAHA MIO TORSI ROLLER A	8.5 (8.4) / 4169	128.67 (123.00) / 2096	28.3 °C	52.7 %	1000.0 mbar	82.7	01/01/2002 0:1



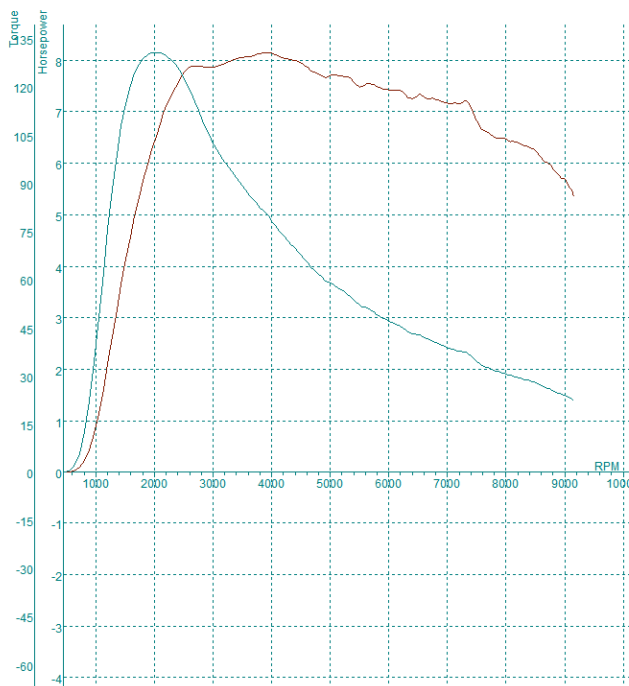
Gambar 1. Hasil Grafik Uji Dynotest Variasi A

TEST NAME	MAX POWER	MAX TORQUE	Temp. °C	Humidity %	Pressure	KMH	Date/Time
YAMAHA MIO TORSI ROLLER B 004	7.3 (7.3) / 3883	115.51 (115.51) / 2653	28.3 °C	52.7 %	1000.0 mbar	81.8	01/01/2002 1:1



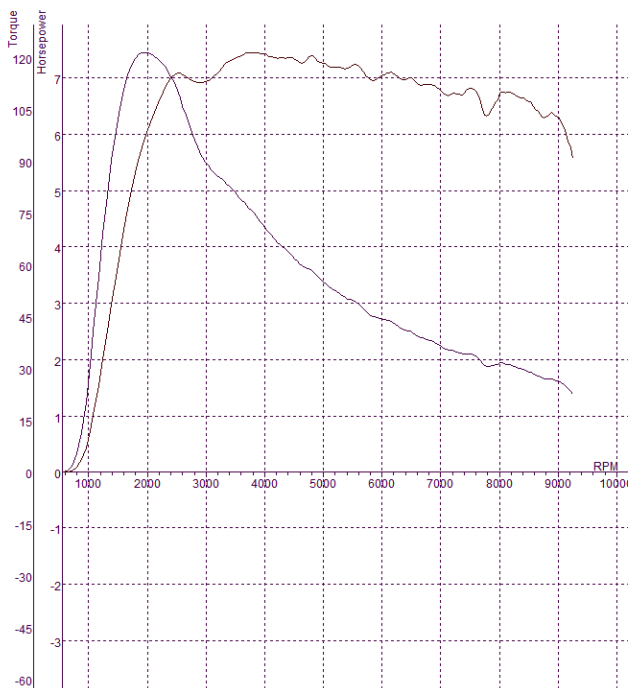
Gambar 2. Hasil Grafik Uji Dynotest Variasi B

TEST NAME	MAX POWER	MAX TORQUE	Temp. °C	Humidity %	Pressure	KMH	Date/Time
YAMAHA MIO TORSI ROLLER C 001	8.1 (8.1) / 3904	130.16 (124.77) / 2029	28.5 °C	52.7 %	1000.0 mbar	81.3	01/01/2002 2:5



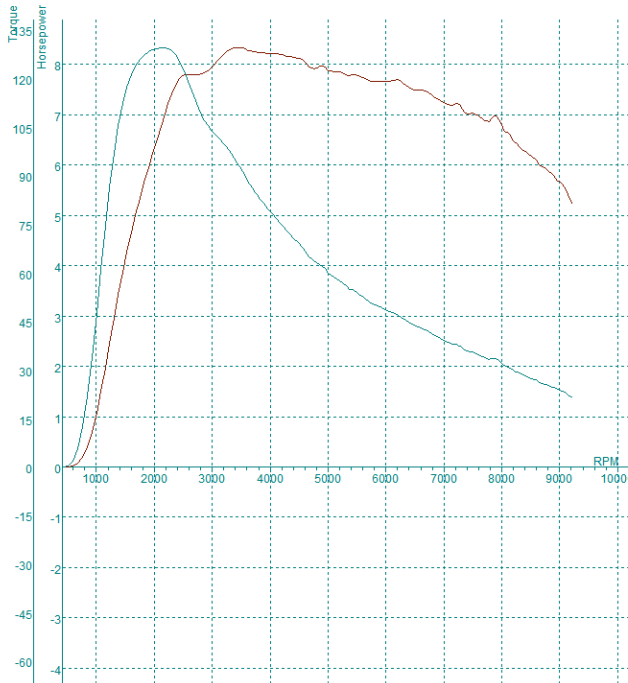
Gambar 3. Hasil Grafik Uji Dynotest Variasi C

TEST NAME	MAX POWER	MAX TORQUE	Temp. °C	Humidity %	Pressure	KMH	Date/Time
YAMAHA MIO TORSI ROLLER D 002	7.4 (7.4) / 3768	121.49 (121.49) / 1932	28.5 °C	52.7 %	1000.0 mbar	82.6	01/01/2002



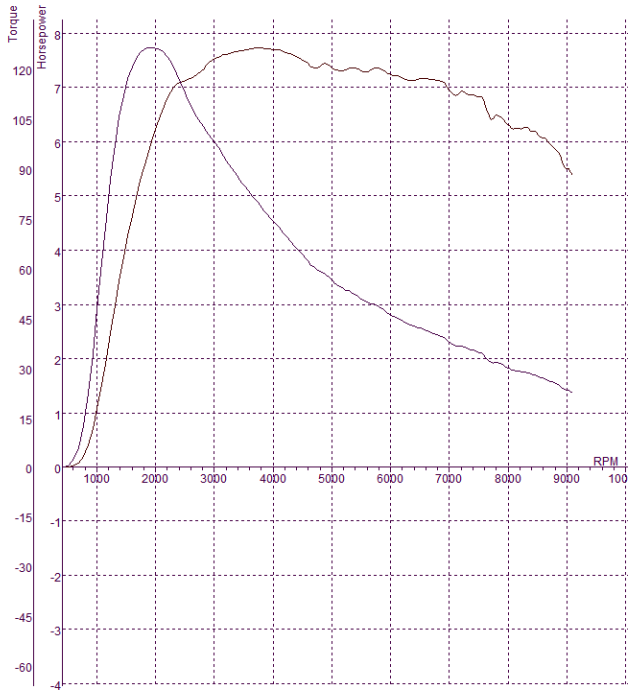
Gambar 4. Hasil Grafik Uji Dynotest Variasi D

TEST NAME	MAX POWER	MAX TORQUE	Temp. °C	Humidity %	Pressure	KMH	Date/Time
YAMAHA MIO TORSI ROLLER E 002	8.3 (8.3) / 3430	123.23 (123.6) / 2178	28.3 °C	52.7 %	1000.0 mbar	82.3	01/01/2002 4:5



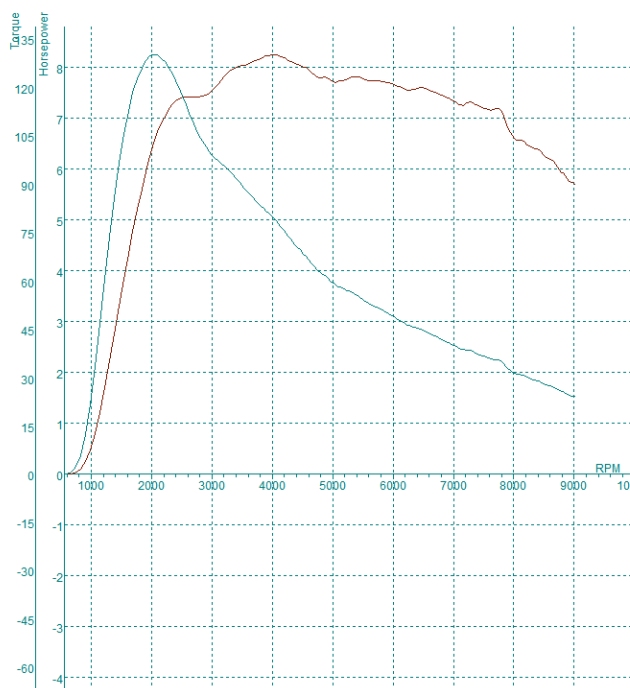
Gambar 5. Hasil Grafik Uji Dynotest Variasi E

TEST NAME	MAX POWER	MAX TORQUE	Temp. °C	Humidity %	Pressure	KMH	Date/Time
YAMAHA MIO TORSI ROLLER F 001	7.7 (7.6) / 3748	126.59 (120.68) / 1951	28.5 °C	52.7 %	1000.0 mbar	80.7	01-01-2002 5:2



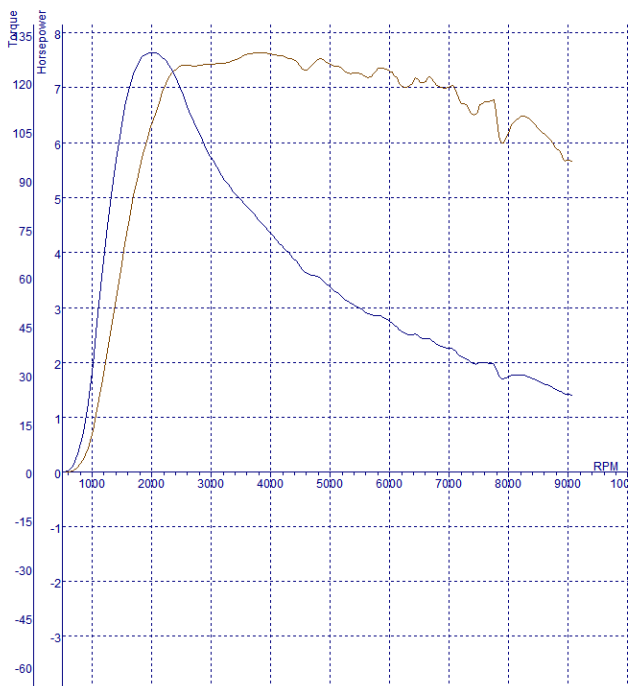
Gambar 6. Hasil Grafik Uji Dynotest Variasi F

TEST NAME	MAX POWER	MAX TORQUE	Temp. °C	Humidity %	Pressure	KMH	Date/Time
YAMAHA MIO TORSI ROLLER G 003	8.3 (8.2) / 4030	130.15 (124.39) / 2035	28.5 °C	52.7 %	1000.0 mbar	79.7	01/01/2002 5:5



Gambar 7. Hasil Grafik Uji Dynotest Variasi G

TEST NAME	MAX POWER.	MAX TORQUE	Temp. °C	Humidity %	Pressure	KMH	Date/Time
YAMAHA MIO TORSI ROLLER H 003	7.6 (7.3) / 3792	129.38 (123.67) / 1882	28.3 °C	52.7 %	1000.0 mbar	80.3	01/01/2002 6:2



Gambar 8. Hasil Grafik Uji Dynotest Variasi H

Tabel 1. Data Perhitungan Teoritis Variasi A

VARIASI A								
It	Ft roda (N)	V (km/jam)	Fr	Rr	Ra	Ft netto	a	θ_{max}
2,54	687,83	5,39	0,01	16,23	0,50	671,10	3,84	21,77
2,42	1343,87	8,46	0,01	16,71	1,99	1325,17	7,58	39,52
2,37	1333,77	9,95	0,01	16,93	4,48	1312,35	7,51	39,29
2,31	1281,94	11,85	0,01	17,23	7,97	1256,74	7,19	38,11
2,19	766,65	15,58	0,01	17,80	12,45	736,40	4,21	24,20
2,08	730,65	19,73	0,01	18,44	17,93	694,27	3,97	23,06
1,97	586,46	24,36	0,01	19,15	24,41	542,90	3,11	18,34
1,85	478,52	29,57	0,01	19,96	31,88	426,68	2,44	14,63
1,74	440,73	35,47	0,01	20,86	40,35	379,52	2,17	13,27
1,62	391,26	42,20	0,01	21,90	49,82	319,55	1,83	11,48
1,51	334,68	49,95	0,01	23,10	60,28	251,31	1,44	9,40
1,42	304,13	56,56	0,02	24,11	71,73	208,28	1,19	8,25
1,39	290,70	58,99	0,02	24,49	84,19	182,03	1,04	7,75
1,28	240,36	69,65	0,02	26,13	97,64	116,59	0,67	5,84
1,16	195,90	82,42	0,02	28,10	112,08	55,72	0,32	4,13
1,05	164,19	97,99	0,02	30,49	127,53	6,17	0,04	2,87

Tabel 2. Data Perhitungan Teoritis Variasi B

VARIASI B								
It	Ft roda (N)	V (km/jam)	Fr	Rr	Ra	Ft netto	a	θ_{max}
2,56	693,27	5,35	0,01	16,22	0,50	676,54	3,87	21,94
2,43	1346,43	8,45	0,01	16,70	1,99	1327,74	7,60	39,58
2,37	1332,45	9,96	0,01	16,94	4,48	1311,03	7,50	39,26
2,30	1275,95	11,90	0,01	17,23	7,97	1250,74	7,16	37,97
2,17	757,49	15,77	0,01	17,83	12,45	727,21	4,16	23,92
2,04	716,01	20,13	0,01	18,50	17,93	679,58	3,89	22,59
1,91	569,43	25,09	0,01	19,27	24,41	525,75	3,01	17,77
1,78	459,77	30,78	0,01	20,14	31,88	407,74	2,33	13,96
1,65	418,40	37,36	0,01	21,16	40,35	356,89	2,04	12,47
1,52	366,31	45,07	0,01	22,34	49,82	294,15	1,68	10,57
1,39	308,27	54,23	0,02	23,75	60,28	224,24	1,28	8,42
1,29	276,22	62,27	0,02	24,99	71,73	179,50	1,03	7,20
1,26	262,65	65,29	0,02	25,46	84,19	153,01	0,88	6,69
1,13	212,18	78,91	0,02	27,55	97,64	86,98	0,50	4,75
1,00	168,06	96,08	0,02	30,20	112,08	25,77	0,15	3,02

Tabel 3. Data Perhitungan Teoritis Variasi C

VARIASI C								
It	Ft roda (N)	V (km/jam)	Fr	Rr	Ra	Ft netto	a	θ_{max}
2,54	688,74	5,38	0,01	16,23	0,50	672,01	3,85	21,80
2,43	1344,30	8,46	0,01	16,70	1,99	1325,60	7,59	39,53
2,37	1333,55	9,95	0,01	16,93	4,48	1312,13	7,51	39,29
2,31	1280,94	11,85	0,01	17,23	7,97	1255,74	7,19	38,09
2,19	765,12	15,61	0,01	17,81	12,45	734,86	4,21	24,15
2,07	728,20	19,80	0,01	18,45	17,93	691,82	3,96	22,98
1,96	583,61	24,48	0,01	19,17	24,41	540,03	3,09	18,25
1,84	475,38	29,76	0,01	19,99	31,88	423,52	2,42	14,52
1,72	436,99	35,77	0,01	20,91	40,35	375,73	2,15	13,14
1,60	387,09	42,65	0,01	21,97	49,82	315,30	1,80	11,33
1,49	330,26	50,62	0,02	23,20	60,28	246,79	1,41	9,24
1,40	299,46	57,44	0,02	24,25	71,73	203,48	1,16	8,08
1,37	286,01	59,96	0,02	24,64	84,19	177,19	1,01	7,57
1,25	235,64	71,05	0,02	26,34	97,64	111,66	0,64	5,66
1,13	191,24	84,43	0,02	28,41	112,08	50,75	0,29	3,95
1,02	159,45	100,91	0,02	30,94	127,53	0,98	0,01	2,67

Tabel 4. Data Perhitungan Teoritis Variasi D

VARIASI D								
It	Ft roda (N)	V (km/jam)	Fr	Rr	Ra	Ft netto	a	θ_{max}
2,56	694,32	5,34	0,01	16,22	0,50	677,60	3,88	21,97
2,43	1346,93	8,44	0,01	16,70	1,99	1328,24	7,60	39,59
2,37	1332,19	9,96	0,01	16,94	4,48	1310,77	7,50	39,26
2,30	1274,78	11,91	0,01	17,24	7,97	1249,57	7,15	37,94
2,16	755,70	15,81	0,01	17,84	12,45	725,41	4,15	23,86
2,03	713,16	20,21	0,01	18,51	17,93	676,71	3,87	22,50
1,90	566,11	25,24	0,01	19,29	24,41	522,41	2,99	17,66
1,76	456,11	31,02	0,01	20,18	31,88	404,05	2,31	13,84
1,63	414,04	37,75	0,01	21,22	40,35	352,48	2,02	12,31
1,50	361,44	45,68	0,01	22,44	49,82	289,19	1,65	10,39
1,36	303,13	55,15	0,02	23,90	60,28	218,96	1,25	8,22
1,26	270,78	63,52	0,02	25,19	71,73	173,87	0,99	7,00
1,23	257,19	66,68	0,02	25,67	84,19	147,33	0,84	6,48

Tabel 5. Data Perhitungan Teoritis Variasi E

VARIASI E								
It	Ft roda (N)	V (km/jam)	Fr	Rr	Ra	Ft netto	a	θmax
2,53	685,66	5,40	0,01	16,23	0,50	668,93	3,83	21,70
2,42	1342,84	8,47	0,01	16,71	1,99	1324,14	7,58	39,50
2,37	1334,29	9,95	0,01	16,93	4,48	1312,88	7,51	39,30
2,31	1284,33	11,82	0,01	17,22	7,97	1259,14	7,21	38,17
2,21	770,31	15,51	0,01	17,79	12,45	740,06	4,24	24,32
2,10	736,48	19,57	0,01	18,42	17,93	700,13	4,01	23,24
1,99	593,26	24,08	0,01	19,11	24,41	549,74	3,15	18,57
1,88	486,00	29,11	0,01	19,89	31,88	434,23	2,48	14,89
1,77	449,63	34,76	0,01	20,76	40,35	388,53	2,22	13,59
1,66	401,21	41,15	0,01	21,74	49,82	329,66	1,89	11,84
1,55	345,20	48,43	0,01	22,86	60,28	262,07	1,50	9,79
1,47	315,25	54,56	0,02	23,81	71,73	219,71	1,26	8,67
1,44	301,88	56,81	0,02	24,15	84,19	193,54	1,11	8,17
1,34	251,59	66,54	0,02	25,65	97,64	128,31	0,73	6,27

Tabel 6. Data Perhitungan Teoritis Variasi F

VARIASI F								
It	Ft roda (N)	V (km/jam)	Fr	Rr	Ra	Ft netto	a	θmax
2,55	690,75	5,36	0,01	16,23	0,50	674,02	3,86	21,86
2,43	1345,24	8,45	0,01	16,70	1,99	1326,55	7,59	39,55
2,37	1333,06	9,96	0,01	16,94	4,48	1311,64	7,51	39,28
2,30	1278,72	11,88	0,01	17,23	7,97	1253,52	7,17	38,04
2,18	761,74	15,68	0,01	17,82	12,45	731,47	4,19	24,05
2,06	722,80	19,94	0,01	18,47	17,93	686,39	3,93	22,81
1,93	577,32	24,75	0,01	19,21	24,41	533,70	3,05	18,04
1,81	468,46	30,20	0,01	20,05	31,88	416,52	2,38	14,27
1,69	428,75	36,46	0,01	21,02	40,35	367,38	2,10	12,84
1,57	377,87	43,69	0,01	22,13	49,82	305,93	1,75	10,99
1,44	320,51	52,16	0,02	23,44	60,28	236,80	1,36	8,87
1,35	289,15	59,49	0,02	24,56	71,73	192,86	1,10	7,69

Tabel 7. Data Perhitungan Teoritis Variasi G

VARIASI G								
It	Ft roda (N)	V (km/jam)	Fr	Rr	Ra	Ft netto	a	θmax
2,53	686,52	5,40	0,01	16,23	0,50	669,78	3,83	21,72
2,42	1343,25	8,47	0,01	16,71	1,99	1324,55	7,58	39,51
2,37	1334,09	9,95	0,01	16,93	4,48	1312,67	7,51	39,30
2,31	1283,39	11,83	0,01	17,22	7,97	1258,20	7,20	38,14
2,20	768,87	15,54	0,01	17,79	12,45	738,62	4,23	24,27
2,09	734,19	19,63	0,01	18,43	17,93	697,83	3,99	23,17
1,98	590,59	24,19	0,01	19,13	24,41	547,05	3,13	18,48
1,87	483,06	29,29	0,01	19,91	31,88	431,27	2,47	14,79
1,76	446,14	35,04	0,01	20,80	40,35	384,99	2,20	13,46
1,65	397,30	41,56	0,01	21,80	49,82	325,69	1,86	11,70
1,53	341,07	49,02	0,01	22,95	60,28	257,84	1,48	9,64
1,45	310,88	55,33	0,02	23,92	71,73	215,22	1,23	8,51
1,42	297,49	57,65	0,02	24,28	84,19	189,02	1,08	8,01

Tabel 8. Data Perhitungan Teoritis Variasi H

VARIASI H								
It	Ft roda (N)	V (km/jam)	Fr	Rr	Ra	Ft netto	a	θmax
2,55	691,74	5,36	0,01	16,23	0,50	675,01	3,86	21,89
2,43	1345,71	8,45	0,01	16,70	1,99	1327,01	7,59	39,56
2,37	1332,82	9,96	0,01	16,94	4,48	1311,40	7,50	39,27
2,30	1277,63	11,89	0,01	17,23	7,97	1252,43	7,17	38,01
2,18	760,07	15,72	0,01	17,82	12,45	729,79	4,18	24,00
2,05	720,13	20,02	0,01	18,48	17,93	683,71	3,91	22,72
1,92	574,22	24,88	0,01	19,23	24,41	530,58	3,04	17,93
1,80	465,04	30,43	0,01	20,09	31,88	413,07	2,36	14,15
1,67	424,68	36,81	0,01	21,07	40,35	363,26	2,08	12,70
1,55	373,33	44,22	0,01	22,21	49,82	301,30	1,72	10,83
1,42	315,71	52,96	0,02	23,56	60,28	231,87	1,33	8,69
1,33	284,08	60,55	0,02	24,73	71,73	187,61	1,07	7,50
1,29	270,55	63,39	0,02	25,16	84,19	161,19	0,92	6,99

Tabel 9. Data Perhitungan Eksperimen Variasi A

a (m/s²)	V (km/jam)	Ft pada Roda (N)	Torsi Roda (N.m)
0,031	3,977	3,02	1,15
1,754	7,953	169,84	64,54
8,538	11,930	826,75	314,16
10,521	15,906	1018,73	387,12
10,546	16,670	1021,19	388,05
9,792	19,883	948,17	360,31
8,063	23,860	780,79	296,70
7,050	27,836	682,62	259,40
6,499	31,813	629,29	239,13
6,273	33,157	607,38	230,80
5,636	35,790	545,71	207,37
4,973	39,766	481,59	183,00
4,436	43,743	429,52	163,22
4,008	47,719	388,10	147,48
3,651	51,696	353,57	134,36
3,281	55,673	317,70	120,73
2,997	59,649	290,16	110,26
2,551	63,626	246,98	93,85
2,291	67,602	221,83	84,29
1,925	71,579	186,43	70,84

Tabel 10. Data Perhitungan Eksperimen Variasi B

a (m/s²)	V (km/jam)	Ft pada Roda (N)	Torsi Roda (N.m)
0,029	3,977	2,78	1,06
0,916	7,953	88,65	33,69
7,152	11,930	692,54	263,17
9,467	15,906	916,75	348,36
9,467	16,328	916,75	348,36
8,460	19,883	819,21	311,30
6,901	23,860	668,25	253,94
6,489	27,836	628,33	238,77
5,970	30,723	578,10	219,68
5,724	31,813	554,29	210,63
4,982	35,790	482,46	183,33
4,454	39,766	431,27	163,88
4,041	43,743	391,27	148,68
3,686	47,719	356,90	135,62
3,293	51,696	318,89	121,18
3,011	55,673	291,59	110,80
2,663	59,649	257,86	97,99
2,512	63,626	243,25	92,44

Tabel 11. Data Perhitungan Eksperimen Variasi C

a (m/s ²)	V (km/jam)	Ft pada Roda (N)	Torsi Roda (N.m)
0,033	3,977	3,17	1,21
3,941	7,953	381,59	145,00
9,418	11,930	911,98	346,55
10,712	15,906	1037,30	394,17
10,712	16,137	1037,30	394,17
9,994	19,883	967,70	367,73
8,359	23,860	809,44	307,59
7,305	27,836	707,38	268,80
6,608	31,049	639,84	243,14
6,381	31,813	617,86	234,79
5,530	35,790	535,48	203,48
4,825	39,766	467,22	177,54
4,258	43,743	412,30	156,67
3,834	47,719	371,27	141,08
3,505	51,696	339,37	128,96
3,171	55,673	307,06	116,68
2,824	59,649	273,41	103,90
2,494	63,626	241,51	91,77
2,282	67,602	220,95	83,96
1,957	71,579	189,52	72,02

Tabel 12. Data Perhitungan Eksperimen Variasi D

a (m/s ²)	V (km/jam)	Ft pada Roda (N)	Torsi Roda (N.m)
0,030	3,977	2,86	1,09
2,564	7,953	248,25	94,34
8,641	11,930	836,75	317,96
9,958	15,366	964,21	366,40
9,917	15,906	960,32	364,92
9,063	19,883	877,54	333,47
7,262	23,860	703,17	267,21
6,579	27,836	637,06	242,08
6,212	29,968	601,51	228,57
5,814	31,813	562,94	213,92
5,067	35,790	490,63	186,44
4,498	39,766	435,56	165,51
4,065	43,743	393,57	149,56
3,637	47,719	352,22	133,84
3,323	51,696	321,75	122,26
2,983	55,673	288,89	109,78
2,804	59,649	271,51	103,17
2,593	63,626	251,11	95,42

Tabel 13. Data Perhitungan Eksperimen Variasi E

a (m/s ²)	V (km/jam)	Ft pada Roda (N)	Torsi Roda (N.m)
0,032	3,977	3,10	1,18
3,883	7,953	376,03	142,89
9,615	11,930	931,03	353,79
10,594	15,906	1025,87	389,83
10,617	17,322	1028,02	390,65
9,975	19,883	965,87	367,03
8,429	23,860	816,19	310,15
7,706	27,280	746,19	283,55
7,473	27,836	723,65	274,99
6,462	31,813	625,71	237,77
5,650	35,790	547,06	207,88
4,916	39,766	476,03	180,89
4,408	43,743	426,83	162,19
3,957	47,719	383,17	145,61
3,582	51,696	346,83	131,79
3,203	55,673	310,16	117,86
2,895	59,649	280,32	106,52
2,619	63,626	253,57	96,36
2,248	67,602	217,70	82,73
1,944	71,579	188,25	71,54

Tabel 14. Data Perhitungan Eksperimen Variasi F

a (m/s ²)	V (km/jam)	Ft pada Roda (N)	Torsi Roda (N.m)
0,033	3,977	3,17	1,21
3,925	7,953	380,08	144,43
9,601	11,930	929,68	353,28
10,376	15,517	1004,68	381,78
10,353	15,906	1002,46	380,93
9,121	19,883	883,17	335,61
8,017	23,860	776,27	294,98
6,925	27,836	670,56	254,81
6,553	29,809	634,52	241,12
6,053	31,813	586,11	222,72
5,209	35,790	504,37	191,66
4,602	39,766	445,63	169,34
4,130	43,743	399,92	151,97
3,766	47,719	364,68	138,58
3,436	51,696	332,70	126,43
3,069	55,673	297,22	112,94
2,836	59,649	274,60	104,35
2,444	63,626	236,67	89,93

Tabel 15. Data Perhitungan Eksperimen Variasi G

a (m/s ²)	V (km/jam)	Ft pada Roda (N)	Torsi Roda (N.m)
0,032	3,977	3,10	1,18
2,745	7,953	265,79	101,00
8,631	11,930	835,79	317,60
10,667	15,906	1032,94	392,52
10,667	16,185	1032,94	392,52
9,603	19,883	929,84	353,34
8,095	23,860	783,89	297,88
7,255	27,836	702,54	266,97
6,502	31,813	629,60	239,25
6,502	32,052	629,60	239,25
5,593	35,790	541,59	205,80
4,824	39,766	467,14	177,51
4,408	43,743	426,83	162,19
3,976	47,719	385,00	146,30
3,650	51,696	353,41	134,30
3,281	55,673	317,70	120,73
2,999	59,649	290,40	110,35
2,577	63,626	249,52	94,82
2,296	67,602	222,30	84,47

Tabel 16. Data Perhitungan Eksperimen Variasi H

a (m/s ²)	V (km/jam)	Ft pada Roda (N)	Torsi (N.m)
0,031	3,977	3,02	1,15
2,722	7,953	263,57	100,16
9,243	11,930	895,00	340,10
10,604	15,763	1026,83	390,19
10,590	15,906	1025,40	389,65
9,537	19,883	923,49	350,93
7,847	23,860	759,84	288,74
6,874	27,836	665,63	252,94
6,389	30,159	618,65	235,09
5,965	31,813	577,62	219,50
5,114	35,790	495,16	188,16
4,640	39,766	449,29	170,73
4,124	43,743	399,37	151,76
3,819	47,719	369,84	140,54
3,428	51,696	331,98	126,15
3,129	55,673	302,94	115,12
2,767	59,649	267,94	101,82
2,442	63,626	236,51	89,87

BAB V

KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan

Adapun kesimpulan dari tugas akhir ini adalah sebagai berikut:

1. Kombinasi pada variasi C dengan massa roller 9 gram, sudut pulley 13° dan konstanta pegas 7,5 N/mm memiliki nilai gaya dorong paling tinggi yaitu 1037,3 N pada kecepatan 15,906 km/jam.
2. Kombinasi pada variasi C dengan massa roller 9 gram, sudut pulley 13° dan konstanta pegas 7,5 N/mm memiliki nilai percepatan paling tinggi yaitu $10,712 \text{ m/s}^2$ pada kecepatan 15,906 km/jam.
3. Kombinasi pada variasi D mampu melalui sudut tanjakan terbesar dengan massa roller 11 gr, sudut pulley 13° dan konstanta pegas 7,5 N/mm yaitu sudut tanjakan maksimal sebesar $39,58^\circ$. Sedangkan kombinasi nilai sudut terendah yang mampu dicapai yaitu pada variasi E dengan massa roller 9 gr, sudut pulley $13,5^\circ$ dan konstanta pegas 8,2 N/mm yaitu sudut tanjakan maksimal sebesar $39,49^\circ$.
4. Kombinasi pada variasi G dengan konstanta pegas 8,2 N/mm, sudut pulley 13° dan massa roller 9 gram cocok untuk penggunaan sepeda motor sehari-hari di perkotaan, karena efisiensi torsi nya sangat besar pada putaran bawah sehingga berguna untuk berakselerasi *stop and go* dalam kepadatan lalu lintas, serta membawa boncengan, dan kemampuan menanjak.
5. Untuk penggunaan sepeda motor jarak jauh atau luar kota maka yang cocok adalah variasi C dengan konstanta pegas 7,5 N/mm, sudut pulley 13° dan massa roller 9 gram karena torsi yang dihasilkan naik atau bertambah besar pada putaran menengah dan putaran atas, kemudian torsi yang dihasilkan lebih stabil pada putaran menengah dan putaran atas.

5.2 Saran

Dari berbagai kendala yang didapat pada saat pengujian, adapun saran yang diusulkan oleh penulis sebagai berikut :

1. Sebaiknya dynotest engine dan dynotest kendaraan dilakukan dalam jangka waktu yang tidak lama.
2. Untuk mendapatkan hasil yang lebih akurat sebaiknya data detail setiap komponen pada kendaraan didapatkan dari pihak pabrikan.
3. Dalam proses pengujian *dynotest* sebaiknya belt yang digunakan adalah belt baru untuk setiap kali pengujian agar data yang dihasilkan lebih akurat.

DAFTAR PUSTAKA

1. Anonim. (2015). *Sistem Pemindah Tenaga pada Sepeda Motor*. <http://ottologi.blogspot.co.id/2013/06/sistem-pemindah-tenaga-pada-sepeda-motor.html>
2. Sutantra, I. N., & Sampurno. (2010). *Teknologi Otomotif Edisi Kedua*. Surabaya: Institut Teknologi Sepuluh Nopember.
3. Anonim. (2011). *Cara Kerja Sistem Transmisi Otomatis pada Motor Matic*. <http://automotiveskadars.blogspot.co.id/2012/08/cara-kerja-sistem-transmisi-otomatis.html>
4. Anonim. (2015). *Upgrade CVT Mio M3, Joss Buat Harian, Enteng Lahap Jalanan Perkotaan*. <http://www.motorexpertz.com/read/2015/02/26/6984/Upgrade-CVT-Mio-M3-Joss-Buat-Harian-Enteng-Lahap-Jalanan-Perkotaan#.Vtjzh0BciJo>
5. Anonim. (2015). *Motor Standard - Sistem Transmisi pada Motor Matic*. <http://bambang-ar.blogspot.co.id/2015/06/sistem-kerja-cvt-matic.html>
6. Putranto, Bimo Bagus. (2015). *Studi Eksperimen Pengaruh Massa Roller Pada Continuous Variable Transmission (CVT) Terhadap Kinerja Traksi Kendaraan Vario 125 PGM-FI*. Surabaya : Institut Teknologi Sepuluh Nopember.
7. Anonim. (2013). *Roller Yamaha X-Ride, Bisa Pakai Punya Mio-J*. <http://otomotifnet.com/Motor/Teknik/Roller-Yamaha-X-Ride-Bisa-Pakai-Punya-Mio-J>
8. Prasandy, Chrisnata Gita. (2015). *Analisa dan Studi Eksperimen Terhadap Pengaruh Variasi Sudut Kontak Kemiringan Driver Pulley Pada Continuous Variable Transmission (CVT) dengan Variasi Sudut 14^0 , 13^0 , dan 12^0 Pada Vario 125 PGM-FI*. Surabaya : Institut Teknologi Sepuluh Nopember.

9. Anonim. (2014). *Motorcycle Chassis Dynamometer*.
<<http://www.focusappliedtechnology.com/mcd.html>>
10. Anonim. (2013). *Spesifikasi Yamaha Mio Sporty 2010*.
<<http://tercanggih.info/spesifikasi-yamaha-mio-sporty-cw.html>>
11. Anonim. (2011). *Macam-macam Sistem Transmisi Kendaraan Bermotor*.
<<https://dealerhondasumut.wordpress.com/tag/sepeda-motor-honda/>>
12. Prasetyo, Nanda Tito. (2014). *Analisa Perbandingan Performa Vario 125*. Surabaya : Institut Teknologi Sepuluh Nopember.
13. Wiratmoko, Danan. (2015). *Studi Eksperimen Variasi Pegas 8,8 N/mm, 9 N/mm, 9,5 N/mm dan 9,8 N/mm Pada Continuous Variable Transmission (CVT) Terhadap Kinerja Traksi Kendaraan Vario 125 PGM-FI*. Surabaya : Institut Teknologi Sepuluh Nopember.

BIOGRAFI PENULIS



Pungky Indra Kusuma dilahirkan di Surabaya, Jawa Timur pada 10 November 1992 yang merupakan anak pertama dari 2 bersaudara.

Penulis telah menempuh pendidikan Sekolah Dasar di SD Negeri Kapasan V Surabaya (1998-2004). Sekolah Menengah Pertama di SMP Negeri 6 Surabaya (2004-2007) Sekolah Menengah Atas di SMA Negeri 9 Surabaya (2007-2010). Setelah itu penulis melanjutkan pendidikan di jurusan Teknik Mesin di Institut Teknologi Sepuluh Nopember sebagai mahasiswa D3 (2010-2013). Kemudian penulis melanjutkan studi S1 di Teknik Mesin Institut Teknologi Sepuluh Nopember (2013-2016).

Selama menempuh pendidikan penulis banyak mengikuti organisasi didalam kampus maupun diluar. Pada tahun 2011-2012 penulis sebagai staf Departemen Kewirausahaan dan pada tahun 2012-2013 sebagai staf Divisi Semi Otonom Bengkel pada organisasi Himpunan Mahasiswa D3 Teknik Mesin ITS.

